

**VŠB-Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra energetiky**

**Návrh zdroje tepla s tepelnými čerpadly využívající teplo  
důlních vod**

**Heating System Design with Heat Pumps for Mine Water Heat  
Utilization**

**Student:**

**Bc. Vlastimil Vaněk**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc.Ing.Mojmír Vrtek,Ph.D.**

**Ostrava 2012**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vlastimil Vaněk**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh zdroje tepla s tepelnými čerpadly využívající teplo důlních vod**  
**Heating System Desing with Heat Pumps for Mine Water Heat Utilization**

Zásady pro vypracování:

Pro vybranou budovu v areálu dolu Jeremenko navrhnete zdroj tepla s tepelnými čerpadly využívající teplo čerpaných důlních vod.

Práce bude obsahovat:

1. Stanovení potřeby tepla v budově, kapacitní a bilanční výpočty.
2. Návrh zdroje tepla a jeho zapojení do otopného systému.
3. Konstrukční návrh tepelného čerpadla.
4. Stanovení přínosu nasazení TČ z ekonomického a environmentálního hlediska.
6. Grafickou část - schéma zapojení TČ do systému, sestavný výkres tepelného čerpadla, dispoziční uspořádání v rámci objektu.

Seznam doporučené odborné literatury:


KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80–7078–445–8.  
HUMM, O. *Nízkoenergetické domy*. Praha : Grada, 1999. 353 s. ISBN 80–7169–657–9.  
TURNER, W. C. *Energy Management Handbook*. 3. vyd. Lilburn : The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0–13–728098–X.  
SMOLÍK, J. *Technika prostředí*. Praha : SNTL/ALFA, 1985. 317 s.  
MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2.vyd. New York : John Wile & Sons, Inc., 1992. ISBN 0471076813.  
DVOŘÁK, Z., KLAZAR, L., PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Vyd. 1. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmir Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. 5. 2012

Handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Vaněk V.'.

Vlastimil Vaněk

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.5. 2012



Vlastimil Vaněk

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Vlastimil Vaněk

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Tršice 27, Tršice 783 57

## **Anotace diplomové práce**

Vaněk, V. Návrh zdroje tepla s tepelnými čerpadly vyžívající teplo důlních vod: diplomová práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, Vedoucí práce: Vrtek, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem zdroje tepla s tepelnými čerpadly, které využívají teplo důlních vod. V první části je uveden postup výpočtu tepelných ztrát budovy a stanovení potřeby tepla. Následující části obsahují návrh zdroje tepla a jeho zapojení do otopného systému, výpočet samotného tepelného čerpadla, popis jednotlivých částí a volbu komponentů, které jsou potřebné ke stavbě tepelného čerpadla. Ekonomická a environmentální hlediska jsou obsažena v poslední části.

## **Annotation of master thesis**

Vaněk, V. Heating System Design with Heat Pumps for Mine Water Heat Utilization: Master Thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, Thesis head: Vrtek, M.

Diploma thesis drala with the design of a heating system with heat pumps, which uses heat of mine water. In the first part is brought a method of heat loss calculation and assessment of needed heat is brought. The following parts contain a design of heat source and its connection to heating system, calculation of heat pump, they also individual parts and choice of components, which are needed to construct a heat pump are destribed. Economical and environmental points of view are contents of the last part.

## Obsah

1	Stanovení potřeby tepla v budově, kapacitní a bilanční výpočty.....	12
1.1	Zásady výpočtového procesu.....	12
1.2	Postup výpočtu.....	13
2	Návrh zdroje tepla a jeho zapojení do otopného systému.....	23
2.1	Charakteristika otopných soustav starších budov .....	23
2.2	Stanovení výkonu TČ .....	25
3	Konstrukční návrh tepelného čerpadla.....	27
3.1	Princip funkce .....	27
3.2	Výpočet TČ.....	28
3.3	Popis a volba jednotlivých dílů.....	31
3.4	Zařízení kotelny .....	39
4	Stanovení přínosu nasazení TČ z ekonomického a environmentálního hlediska .....	42
4.1	Environmentální hledisko .....	42
4.2	Ekonomické hledisko.....	45
5	Závěr .....	51

## Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
A	vnější plochy ochlazovaných konstrukcí	[m <sup>2</sup> ]
a <sub>ie</sub>	měrná izoentropická práce	[kJ/kg]
a <sub>iet</sub>	teoretická měrná izoentropická práce	[kJ/kg]
A <sub>k</sub>	plocha stavební části	[m <sup>2</sup> ]
b <sub>g</sub>	činitel teplotní redukce	[1]
b <sub>u</sub>	teplotní redukční činitel	[1]
c	měrná tepelná kapacita vody	[kJ/(kg.K)]
C <sub>ZP</sub>	cena zemního plynu	[Kč/GJ]
D	denostupně	[dK]
d	počet dní v časovém období	[dny]
d <sub>c</sub>	počet dní v otopném období	[dny]
d <sub>kapalina</sub>	průměr kapalinového potrubí	[m]
d <sub>sání</sub>	průměr potrubí sání kompresoru	[m]
d <sub>výtlač</sub>	průměr potrubí výtlačku kompresoru	[m]
E <sub>f</sub>	emisní faktor	[kg/10 <sup>6</sup> .m <sup>3</sup> ]
e <sub>k</sub>	činitel teplotní redukce	[1]
E <sub>v</sub>	potřeba tepla pro časové období	[GJ]
E <sub>vC</sub>	celková potřeba tepla	[GJ]
f <sub>l</sub>	koeficient vlivu nesoučasnosti	[1]
f <sub>gl</sub>	korekční činitel	[1]
g	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
G <sub>w</sub>	korekční činitel zohledňující vliv spodní vody	[1]
H	celkový měrný tepelný tok	[W/K]
h	výška vodního sloupce	[m]
h <sub>1</sub>	měrná entalpie před kompresí	[kJ/kg]
h <sub>2</sub>	měrná entalpie po kompresi	[kJ/kg]
h <sub>2ie</sub>	teoretická měrná entalpie po kompresi	[kJ/kg]
h <sub>3</sub>	měrná entalpie po kondenzaci	[kJ/kg]
h <sub>4</sub>	měrná entalpie po expanzi	[kJ/kg]

$H_{T,ig}$	součinitel tepelné ztráty prostupem do přilehlé zeminy	[W/K]
$H_{T,i}$	celkový měrný tepelný tok prostupem tepla	[W/K]
$H_{T,io,e}$	součinitel tepelné ztráty prostupem pláště budovy	[W/K]
$H_{T,iu,e}$	s. tepelné ztráty prostupem nevytápěným prostorem	[W/K]
$H_v$	měrná tepelná ztráta větráním	[W/K]
$m$	hmotový tok	[kg/s]
$M$	objemový průtok otopného systému	[m <sup>3</sup> /h]
$n$	součinitel zvětšení objemu	[1]
$N_{i,1}$	investiční náklady na výrobu jednoho kompresoru	[Kč]
$N_{i,10}$	investiční náklady na výrobu 10 kompresorů	[Kč]
$N_{i,C}$	celkové investiční náklady	[Kč]
$n_{min,i}$	minimální intenzita výměny vzduchu	[m <sup>3</sup> /h]
$N_{TČ}$	náklady na vytápění tepelnými čerpadly	[Kč/rok]
$N_{ZP}$	náklady na vytápění zemním plynem	[Kč/rok]
$p_0$	vypařovací tlak	[kPa]
$p_b$	barometrický tlak	[kPa]
$p_d$	hydrostatický absolutní tlak	[kPa]
$P_{el}$	elektrický příkon tepelných čerpadel	[kW]
$P_{el,C}$	celkový elektrický příkon	[kW]
$P_{el,č}$	elektrický příkon čerpadla	[kW]
$P_{elmot}$	elektrický příkon motoru	[kWh]
$p_h$	hydrostatický tlak	[kPa]
$p_{hdov}$	nejvyšší dovolený hydrostatický tlak	[kPa]
$P_{ie}$	izoentropický příkon kompresoru	[kW]
$p_k$	kondenzační tlak	[kPa]
$P_{ie,t}$	teoretický izoentropický příkon kompresoru	[kW]
$q_0$	objemová chladivost	[kJ/kg]
$Q_C$	celková tepelná ztráta	[kW]
$Q_{i,ZP}$	výhřevnost zemního plynu	[GJ/m <sup>3</sup> ]
$q_k$	objemová topivost	[kJ/kg]
$Q_k$	tepelná ztráta prostupem tepla	[kW]
$Q_t$	topný výkon	[kW]
$Q_v$	tepelná ztráta větráním	[kW]



R	rentabilita	[%]
r	diskont	[%]
R	tepelný odpor vnitřní vrstvy konstrukce	$[(m^2 \cdot W)/K]$
$R_e$	odpor při prostupu tepla na vnější straně	$[(m^2 \cdot W)/K]$
$R_i$	odpor při prostupu tepla na vnitřní straně	$[(m^2 \cdot W)/K]$
$R_t$	odpor konstrukce při prostupu tepla	$[(m^2 \cdot W)/K]$
t	rok výpočtu diskontovaného peněžního toku	[roky]
$t_0$	vypařovací teplota	$^{\circ}C$
$t_{ai}$	relativní vlhkost vzduchu	[%]
$T_{d,s}$	diskontovaná doba návratnosti	[roky]
$t_e$	venkovní výpočtová teplota	$^{\circ}C$
$t_{es}$	průměrná venkovní teplota	$^{\circ}C$
$t_i$	požadovaná vnitřní teplota	$^{\circ}C$
$t_{is}$	průměrná vnitřní teplota	$^{\circ}C$
$t_k$	kondenzační teplota	$^{\circ}C$
$TL_{ZP}$	množství emisí tuhých látek	[kg]
$T_s$	prostá doba návratnosti	[roky]
$t_u$	teplota v nevytápěném prostoru	$^{\circ}C$
$t_{w1}$	teplota topné vody	$^{\circ}C$
$t_{w2}$	teplota vratné vody	$^{\circ}C$
U	součinitel prostupu tepla	$[W/m^2 \cdot K]$
$U_g$	součinitel prostupu tepla	$[W/m^2 \cdot K]$
$U_k$	součinitel prostupu tepla	$[W/m^2 \cdot K]$
V	vnější objem vytápěné zóny budovy	$[m^3]$
v	směrná hodnota vodního obsahu otopného systému	$[l/kW]$
$V_{en}$	objem expanzní nádoby	[l]
$V_{kapalina}$	objemový tok chladiva v kapalinovém potrubí	$[m^3/s]$
$V_{min}$	minimální množství větraného vzduchu	$[m^3/h]$
$V_o$	objem vody v celé otopné soustavě	[l]
$V_{pr}$	výnos průměrný roční	[Kč]
$V_{sání}$	objemový tok chladiva v sání kompresoru	$[m^3/s]$
$V_{výtlak}$	objemový tok chladiva ve výtlaku kompresoru	$[m^3/s]$
$V_{ZP}$	množství spáleného zemního plynu	$[tis.m^3]$

$w_{\text{kapalina}}$	rychlost chladiva v kapalinovém potrubí	[m/s]
$w_{\text{sání}}$	rychlost chladiva v potrubí sání	[m/s]
$w_{\text{výtlak}}$	rychlost chladiva ve výtlačném potrubí	[m/s]
$\alpha_e$	součinitel prostupu tepla na vnější straně	[W/(m <sup>2</sup> .K)]
$\alpha_i$	součinitel prostupu tepla na vnitřní straně	[W/(m <sup>2</sup> .K)]
$\varepsilon_k$	topný faktor	[1]
$\varepsilon_o$	chladicí faktor	[1]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
$\mu$	stupeň využití expanzní nádoby	[1]
$\mu_k$	účinnost kotle	[%]
$\rho$	hustota vody	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{kapaliny}}$	hustota chladiva v potrubí kapaliny	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{sání}}$	hustota chladiva v sacím potrubí	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{výtlak}}$	hustota chladiva ve výtlačném potrubí	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tlakový poměr kompresoru	[1]

### Seznam zkratk

CF	roční peněžní tok
COP	topný faktor
DCF	diskontovaný peněžní tok
EEV	elektronický expanzní ventil
EV	expanzní ventil
TČ	tepelné čerpadlo

# Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout zdroj tepla s tepelnými čerpadly, která využívají teplo důlních vod. Tento zdroj tepla bude vytápět administrativní budovu v areálu dolu Jeremenko.

V první části diplomové práce je uveden postup výpočtu tepelné ztráty dané budovy a následný výpočet potřeby tepla nutné na celé otopné období. Těmto výpočtům ovšem předchází stanovení součinitele tepelné ztráty pro jednotlivé stavební části budovy a následné vypočtení celkového měrného toku prostupem tepla. Tento součinitel spolu s měrnou tepelnou ztrátou větráním tvoří celkový měrný tepelný tok. Z této hodnoty se již určí celková tepelná ztráta budovy.

Před samotným návrhem zdroje tepla je nutné určit, s jakým teplotním spádem daný otopný systém a tepelná čerpadla budou pracovat. Tyto hodnoty jsou potřebné pro konstrukční návrh tepelného čerpadla.

Konstrukční návrh vychází z již stanovených hodnot vypařovací a kondenzační teploty a potřebného topného výkonu. Výpočet oběhu tepelného čerpadla je proveden pomocí výpočtového programu. Na základě takto získaných hodnot je proveden výběr jednotlivých dílů čerpadla. Před každou volbou konstrukčního dílu je uveden jeho popis a funkce v oběhu. Součástí kapitoly je také výpočet průměru potrubí, která spojují jednotlivé díly.

Kapitola 4 obsahuje ekonomické a environmentální hledisko na možné využití vytápění budovy pomocí tepelných čerpadel. U obou hledisek je provedeno porovnání využití tepelných čerpadel a stávajícího stavu, kdy se k vytápění používá zemního plynu.

Grafická část obsahuje sestavný výkres tepelného čerpadla a dispoziční uspořádání v rámci budovy.

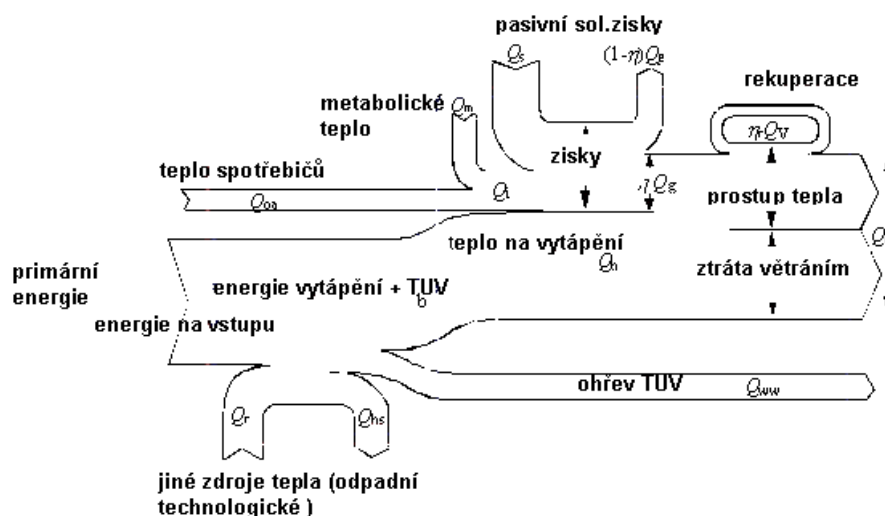
# 1 Stanovení potřeby tepla v budově, kapacitní a bilanční výpočty

Energetický požadavek z hlediska provozu a údržby rozlišuje dva termíny, a to potřebu tepla a spotřebu tepla. Potřeba tepla je množství tepelné energie potřebné k pokrytí tepelných ztrát budovy. Je tedy závislá na tepelně-izolačních vlastnostech objektu a na intenzitě větrání. Kdežto spotřeba je skutečné množství spotřebované energie určené k vytápění. Spotřeba je závislá na účinnosti zdroje vytápění, účinnosti v rozvodech a regulaci otopného systému.

## 1.1 Zásady výpočtového procesu

Energetickou bilanci, která je základem výpočtového procesu, definují následující položky [6][7]:

- ztráty prostupem tepla mezi vnitřním a vnějším prostředím
- ztráty větráním mezi vnitřním a vnějším prostředím
- vnitřní tepelné zisky
- solární tepelné zisky
- účinnost zdroje, rozvodů a regulace
- vstupní energie do otopné soustavy



Obrázek 1.1 Roční energetická bilance

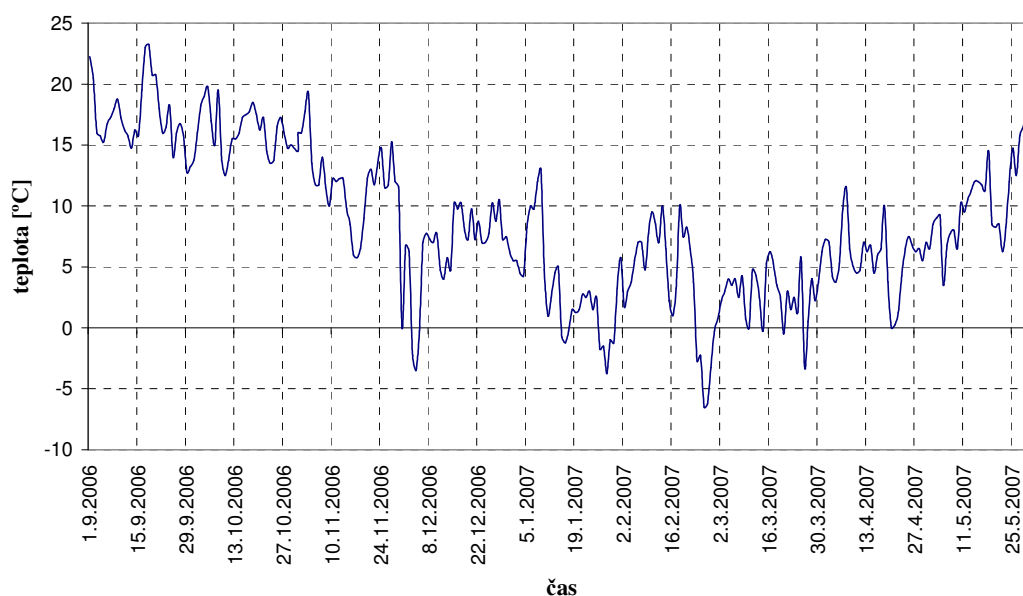
Obsahem této práce je pouze stanovení tepelných ztrát prostupem a větrání.

## 1.2 Postup výpočtu

### Určení základních klimatologických údajů

#### Průměrná denní teplota

Průměrná denní teplota venkovního vzduchu se určí jako průměr čtyř teplot naměřených v 7, 14 a 21 hodin. Teplota v 21 hodin se započítává dvakrát. Hodnoty jsou měřeny ve stínu, bez vlivu sálání okolních ploch. Na grafu 1.1 je zobrazen průběh průměrné denní teploty [13].



Graf 1.1 Průběh venkovní teploty v otopném období

#### Průměrná měsíční teplota

Průměrná měsíční teplota se vypočte jako aritmetický průměr průměrných denních teplot v celém měsíci.

### **Venkovní výpočtová teplota**

Je to dlouhodobý průměr teplot pěti za sebou následujících nejchladnějších dnů. Bývalá Československá republika byla rozdělena do tří základních výpočtových venkovních teplot  $t_e = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_e = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Přehledová mapa oblastí těchto teplot je jako informativní příloha součástí normy [17]. Město Ostrava spadá do oblasti s venkovní výpočtovou teplotou  $t_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

### **Otopné období**

Období od 1.9. do 31.5. následujícího roku, kdy je zařízení určené pro dodávku tepla v pohotovosti, aby bylo schopno při splnění podmínky kdykoliv dodávat teplo. Touto podmínkou se rozumí, že průměrná venkovní teplota vzduchu klesne ve dvou po sobě jdoucích dnech pod hodnotu  $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$  a podle předpovědi se nepředpokládá zvýšení teploty nad tuto hodnotu v následujících dnech.

### **Požadovaná vnitřní teplota**

Vnitřní teplota je aritmetický průměr teploty vnitřního vzduchu a průměrnou povrchovou teplotou stěn ohraničující vytápěný prostor. K měření teploty ve vytápěném prostoru se používá kulový teploměr, který zohledňuje vliv sálání okolních stěn. Měření se provádí v době provozu, teploměr se umísťuje 1 m nad podlahou a do půdorysného středu místnosti. Je nutné vyloučení vlivu oslunění. Tabelované hodnoty výpočtové vnitřní teploty jsou součástí normy [17]. Pro místnosti jako jsou kanceláře, čekárny a zasedací síně je stanovena teplota ve vytápěné místnosti:  $t_i = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Relativní vlhkost vzduchu je

$$t_{ai} = 60\%$$

### **Určení hranic vytápěného prostoru**

Hranice vytápěného prostoru je tvořena všemi prvky stavební konstrukce, které ohraničují vytápěný prostor od nevytápěného sousedícího prostoru nebo venkovního prostředí. V případě, kdy je celá budova vytápěna na stejnou teplotu a současně jsou i tepelné zisky konstantní, používá se výpočet jednozónového modelu [9]. Budova tohoto modelu je posuzována jako jeden prostor, přičemž není uvažována existence příčných zdí ani stropních konstrukcí v daném prostoru. Jedná se v podstatě o obálkovou metodu určení tepelných ztrát a zisků. Pomocí jednozónového modelu lze užít nejen u rodinných domků,

ale i u typického panelového domu. Popřípadě skupina budov, které jsou navrženy, konstruovány a provozovány za stejných podmínek. Je-li potřeba vytápět budovu na různé teploty, budova se rozdělí na jednotlivé zóny podle požadovaných teplot. Poté se pro jednotlivé zóny vypočítají tepelné ztráty a zisky. Výsledkem je součet těchto hodnot. Pokud je teplotní rozdíl dvou sousedících zón menší než 4 K a současně poměr tepelných ztrát a zisků se navzájem liší méně jak 40 %, nebo dveře oddělující teplotní zóny jsou často otevřené, není nutné provádět dělení na zóny.

### **Charakteristika budovy**

Administrativní budova se nachází na ulici Siroteč v Ostravě- Vítkovicích, je součástí komplexu bývalého dolu Jeremenko[11]. Jejím provozovatelem je státní podnik DIAMO. Budova má obvodový plášť panelový, okna jsou plastová, vrata nezateplená, střecha plochá z betonových panelů. Fasáda je z čelní a z boční strany zateplena polystyrénem o tloušťce 80 mm. Vnější objem vytápěné zóny budovy je  $V = 59\,032 \text{ m}^3$ . Součet vnějších ploch ochlazovaných konstrukcí ohraničující objem budovy je  $A = 11\,761,3 \text{ m}^2$ . Geometrická charakteristika budovy je  $A/V = 0,2 \text{ m}^{-1}$ . Správní budova je celoročně užívána v jednosměnném provozu, tedy maximálně 10 hodin denně 5 dní v týdnu.

## **Výpočet tepelných ztrát prostupem, větráním a celkovou tepelnou ztrátou**

### **Součinitel prostupu tepla**

Součinitelem prostupu tepla se hodnotí tepelný tok prostupující celými konstrukcemi, prvky nebo díly [9][18][19].

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_i + R + R_e} \quad (1.1)$$

$R_T$ - odpor konstrukce při prostupu tepla [ $(\text{m}^2 \cdot \text{W})/\text{K}$ ]

$R_i$ - odpor při přestupu tepla konstrukcí na vnitřní straně konstrukce [ $(\text{m}^2 \cdot \text{W})/\text{K}$ ]

$R_e$ - odpor při přestupu tepla konstrukcí na vnější straně  
konstrukce  $[(m^2 \cdot W)/K]$

$R$ - tepelný odpor vnitřní vrstvy konstrukce  $[(m^2 \cdot W)/K]$

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i}, R = \frac{d_v}{\lambda}, R_e = \frac{1}{\alpha_e} \quad (1.2)(1.3)(1.4)$$

$\alpha_i$  - součinitel přestupu tepla na vnitřní straně  $[W/(m^2 \cdot K)]$

$\alpha_e$  - součinitel přestupu tepla na vnější straně  $[W/(m^2 \cdot K)]$

$d_v$ - tloušťka vrstvy  $[m]$

$\lambda$  - součinitel tepelné vodivosti  $[W/m \cdot K]$

### **Součinitel tepelné ztráty prostupem pláště budovy**

Tento součinitel tepelné ztráty obsahuje všechny stavební části, které oddělují vnitřní vytápěný prostor od venkovního. Patří sem stěny, okna, dveře a střecha.

$$H_{T,ie,o} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k \quad (1.5)$$

$A_k$ - plocha stavební části  $[m^2]$

$U_k$ - součinitel prostupu tepla jednotlivými stavebními částmi  
 $[W/m^2 \cdot K]$

$e_k$ - činitel teplotní redukce závislý na vystavení  
povětrnostním vlivům při uvažování klimatických  
jevů jako je oslunění, absorpce vlhkosti, rychlost větru  
a teplota. Základní hodnota součinitele  $e_k$  je rovna  
1,0 [1].

Výpočet tepelné ztráty prostupem venkovní zateplenou stěnou po dosazení (1.5):

$$H_{T,ie,o} = 2118,5 \cdot 0,38 \cdot 1$$

$$H_{T,ie,o} = 805 \text{ W / K}$$

Výpočet součinitele tepelné ztráty pro jednotlivé stavební části je uveden v tabulce 1.1.



**Tabulka 1.1 Součinitel tepelné ztráty prostupem pláštěm budovy**

Stavební část	$A_k$ [m <sup>2</sup> ]	$U_e$ [W/m <sup>2</sup> .K]	$e_k$ [-]	$H_{T,ie,o}$ [W/K]
Venkovní stěna- zateplená	2118,5	0,38	1	805,0
Venkovní stěna- nezateplená	1947,1	1,4	1	2725,9
Okna, dveře	1353,8	1,4	1	1895,3
Střecha	2791,4	2,35	1	6559,8
<b>Celkem</b>				<b>11986,1</b>

**Součinitel tepelné ztráty prostupem nevytápěným prostorem**

V případě, že mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředím je nevytápěný prostor, se tato situace řeší pomocí tohoto součinitele.

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u \quad (1.6)$$

$A_k$ - plocha stavební části [m<sup>2</sup>]

$U_k$ - součinitel prostupu tepla jednotlivými stavebními částmi  
[W/m<sup>2</sup>.K]

$b_u$ - teplotní redukční činitel obsahující teplotní rozdíl mezi  
teplotou nevytápěného a venkovního prostoru [1].

Teplotní redukční činitel se určí podle vzorce, ale pouze je-li známa teplota  $t_u$ .

$$b_u = \frac{t_i - t_u}{t_i - t_e} \quad (1.7)$$

$t_i$ - požadovaná vnitřní teplota [°C]

$t_u$ - teplota v nevytápěném prostoru [°C]

$t_e$ - výpočtová venkovní teplota [°C]

Pro každý případ je hodnota  $b_u$  tabelována.

Plocha stavební částí sousedící s nevytápěným prostorem:

$$A_k = 471,1 \text{ m}^2$$

Hodnota součinitele prostupu tepla stavebními částmi:

$$U_k = 1,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hodnota teplotního redukčního činitele:

$$b_u = 0,9$$

Výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem do nevytápěných prostor po dosažení do (1.6):

$$H_{T,iue} = 471,1 \cdot 1,7 \cdot 0,9$$

$$H_{T,iue} = 728,78 \text{ W / K}$$

### **Součinitel tepelné ztráty prostupem do přilehlé zeminy**

Tepelné ztráty podlahou a základovými stěnami s přilehlou zeminou závisí na více činitelích. Podle zjednodušené metody se součinitel prostupu tepla vypočítá:

$$H_{T,ig} = f_{gl} \sum_k (A_k \cdot U_g \cdot b_g \cdot G_w) \quad (1.8)$$

$A_k$ - plocha stavební části [ $\text{m}^2$ ]

$U_g$ - součinitel prostupu tepla jednotlivými stavebními částmi [ $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ]

$f_{gl}$ - korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty.

$b_g$ - součinitel teplotní redukce mezi vnitřní teplotou a teplotou v přilehlé zemině [1].

$G_w$ - korekční činitel zohledňující vliv spodní vody.

Plocha stavební částí přilehlé k zemině:

$$A_k = 3079,4 \text{ m}^2$$

Hodnota součinitele prostupu tepla stavebními částmi:

$$U_k = 1,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hodnota korekčního činitele:

$$f_{g1} = 1,45$$

Hodnota teplotního redukčního činitele:

$$b_g = 0,4$$

Hodnota korekčního činitele zohledňujícího vliv spodní vody:

$$G_w = 1$$

Výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem do přilehlé zeminy po dosažení do (1.8):

$$H_{T,ig} = 1,45 \cdot 3079,4 \cdot 1,2 \cdot 0,4 \cdot 1$$

$$H_{T,ig} = 2143,26 \text{ W / K}$$

### **Celkový měrný tepelný tok prostupem tepla**

$$H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} \quad (1.9)$$

$$H_{T,i} = 11986,1 + 720,8 + 2143,3$$

$$H_{T,i} = 14850,1 \text{ W / K}$$

### **Měrná tepelná ztráta větráním**

Měrná tepelná ztráta větráním je vztažena k výměně vzduchu mezi vnitřním, vytápěným a venkovním prostředím (intenzita výměny vzduchu, množství větracího vzduchu na osobu) [6].

Minimální množství větraného vzduchu

$$V_{\min} = n_{\min,i} V \quad (1.10)$$

$n_{\min,i}$ - minimální intenzita výměny vzduchu [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$V$ - objem vytápěné budovy [ $\text{m}^3$ ]

Hodnota minimální intenzity výměny vzduchu:

$$n_{\min,i} = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Objem vytápěné budovy:

$$V = 59032 \text{ m}^3$$

Výpočet minimálního množství větraného vzduchu po dosazení do (1.10):

$$V_{\min} = 0,6 \cdot 59032$$

$$V_{\min} = 35419,2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H_v = 0,33 \cdot V_{\min} \quad (1.11)$$

Hodnota 0,33 představuje součin konstant hustoty vzduchu a měrné tepelné kapacity.

Výpočet měrné tepelné ztráty větráním po dosazení do (1.11):

$$H_v = 0,33 \cdot 35419,2$$

$$H_v = 10625,8 \text{ W / K}$$

### **Celkový měrný tepelný tok**

$$H = H_T + H_v \quad (1.12)$$

$$H = 14185 + 10625,8$$

$$H = 24810,8 \text{ W / K}$$

### **Celková tepelná ztráta**

#### **Tepelná ztráta prostupem**

$$Q_T = H_T \cdot (t_i - t_{es}) \quad (1.13)$$

$$Q_T = 14185 \cdot (20 - (-15))$$

$$Q_T = 496,5 \text{ kW}$$

#### **Tepelná ztráta větráním**

$$Q_v = H_v \cdot (t_i - t_{es}) \quad (1.14)$$

$$Q_v = 10625,8 \cdot (20 - (-15))$$

$$Q_v = 371,9 \text{ kW}$$

Metabolické teplo od uživatelů budovy, tepelný výkon spotřebičů a osvětlovacího zařízení tvoří tepelné zisky z vnitřních zdrojů. Spolu se solárními zisky tak určují celkové tepelné zisky budovy. Výpočet a užití těchto zisků není součástí práce.

### **Celková tepelná ztráta**

$$Q_c = Q_T + Q_v \quad (1.15)$$

$$Q_c = 496,5 + 371,9$$

$$Q_c = 868,4 \text{ kW}$$

### **Potřeba tepla pro vytápění budovy**

Jelikož se jedná o zdroj tepla s konstantními parametry po celý rok, lze k výpočtu potřeby použít denostupňovou metodu [13].

Počet denostupňů se vypočte podle

$$D = d \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad (1.16)$$

$d$ - počet dnů otopného období [1]

$t_{is}$ - průměrná vnitřní teplota během otopného období [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_{es}$ - průměrná venkovní teplota během otopného období [ $^{\circ}\text{C}$ ]

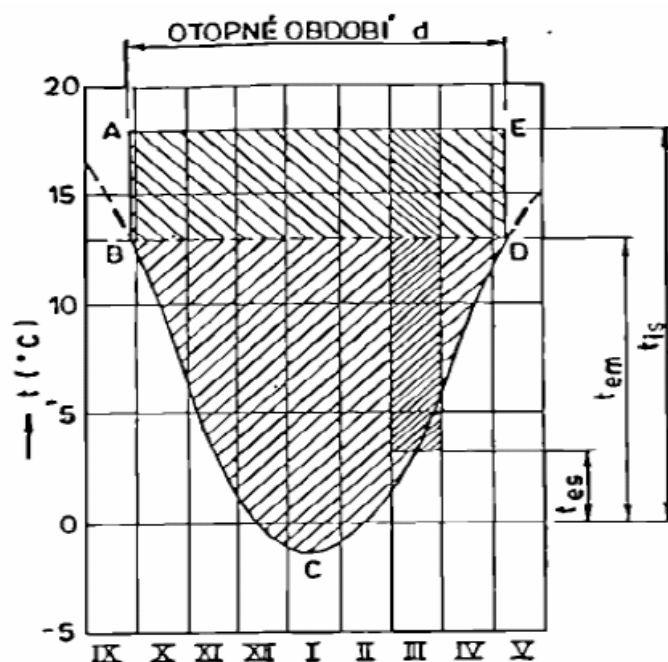
Výpočet denostupňů po dosazení do (1.16):

$$D = 9 \cdot (19 - 13,9)$$

$$D = 45,9 \text{ dK}$$

Počet denostupňů charakterizuje průměrné teplotní poměry v daném časovém období a je úměrný potřebě tepla v tomto období.

Grafické znázornění počtu denostupňů pro celé otopné období je na obr. 3.2



Obrázek 1.2 Grafické znázornění počtu denostupňů

V grafu je uveden průběh roční teploty venkovního vzduchu po dobu otopného období, střední teplota vnitřního vzduchu  $t_{is}$ , mezní teplota  $t_{em}$ , která vymezuje začátek a konec otopného období. Vyšrafovaná plocha vyjadřuje počet denostupňů za dané otopné období. Počet dnů v jednotlivých časových obdobích (měsících) a průměrné venkovní teploty jsou vyjádřeny v tabulce 1.3.

Tabulka 1.3 Počet dní v otopném období a průměrné venkovní teploty

Měsíc		IX.	X.	XI.	XII.	I.	II.	III.	IV.	V.
d	[1]	9	31	30	31	31	28	31	30	8
$t_{es}$	[°C]	13,9	8,9	3,8	0	-2	-0,6	3,6	8,7	14,1

Celkový počet dní v otopném období:

$$d_c = \sum d = 229 \text{ dní} \quad (1.17)$$

### Roční potřeba tepla

Roční potřeba tepla na vytápění je množství tepelné energie, které je nutno dodat do budovy, aby byla zajištěna požadovaná vnitřní teplota.

$$E_v = 86,4 \cdot Q_c \cdot f_1 \cdot \frac{D}{(t_{is} - t_e)} \quad (1.18)$$

$Q_c$ - celková tepelná ztráta objektu [kW]

$f_1$ - koeficient vlivu nesoučasnosti při výpočtu tepelné ztráty[-]

$t_e$ - výpočtová venkovní teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Výpočet potřeby tepla pro měsíc září po dosazení do (1.18):

$$E_v = 86,4 \cdot 686,4 \cdot 0,85 \cdot \frac{45,9}{(19 - (-15))}$$

$$E_v = 86,1 \text{ GJ}$$

**Tabulka 1.4 Potřeba tepla na vytápění v jednotlivých měsících**

Měsíc		IX.	X.	XI.	XII.	I.	II.	III.	IV.	V.
$E_v$	[GJ]	86,1	587,3	855,3	1104,8	1221,1	1029,4	895,5	579,6	73,5

### **Celková potřeba tepla**

$$E_{v_c} = \sum E_v = 6432,86 \text{ GJ}$$

$$E_{v_c} = 1786,85 \text{ MWh}$$

## **2 Návrh zdroje tepla a jeho zapojení do otopného systému**

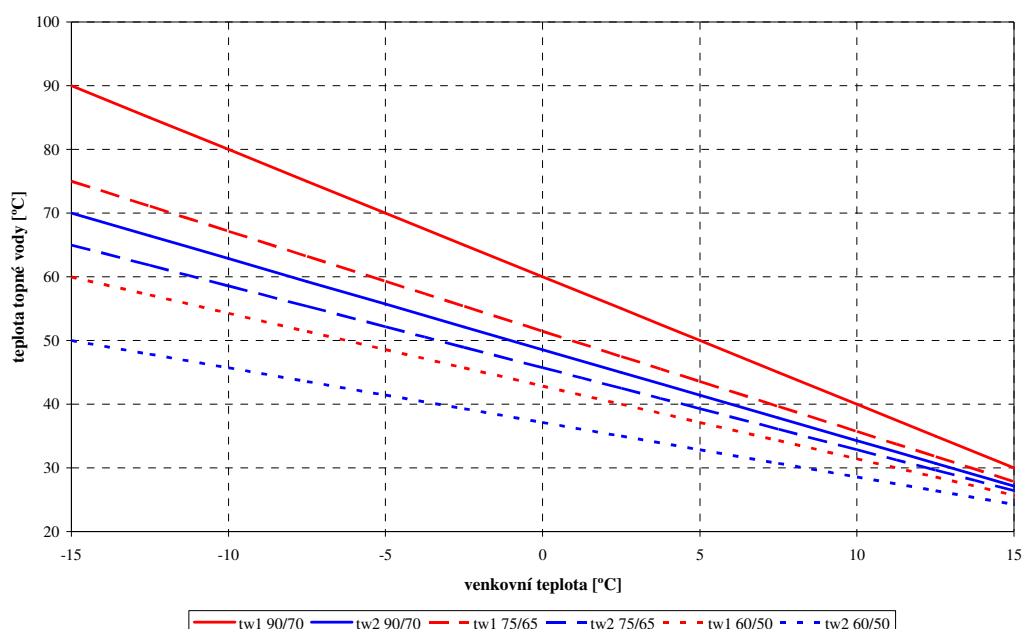
### **2.1 Charakteristika otopných soustav starších budov**

Administrativní budova je osazena teplovodní otopnou soustavou [11]. U těchto soustav bývají z hlediska cirkulace teplotnosného média rozlišovány dva typy řešení- samotížná anebo nucená cirkulace. Samotížný systém není schopen pracovat s nižšími teplotami a menšími teplotními spády topné vody. Z toho vyplývá špatná regulovatelnost systému. Použití TČ pro tyto soustavy je možné pouze za předpokladu, že se tento systém předělá na soustavu s nuceným oběhem. To spočívá v doplnění systému oběhovým čerpadlem. Tato

úprava je dostačující k přechodu od stávajícího zdroje k novému zdroji tepelného výkonu a to TČ.

Regulace teplovodních soustav se provádí změnou teploty topné vody při konstantním průtoku. Jedná se o regulaci ekvitermní.

Protože tepelné ztráty budovy jsou závislé na venkovní teplotě, tak při dané ploše a typu topných těles existuje pro každou venkovní teplotu jí odpovídající teplota vstupní topné vody, která právě zajistí požadovanou tepelnou pohodu v místnostech. Tato závislost je zobrazena na obr. 2.1 a nazývá se ekvitermní křivka. Typické u starších budov jsou soustavy s tepelnými parametry 90/70 °C (teplotní spád na otopném tělese 20 K) a 75/65 °C.



**Graf 2.1 Otopné křivky**

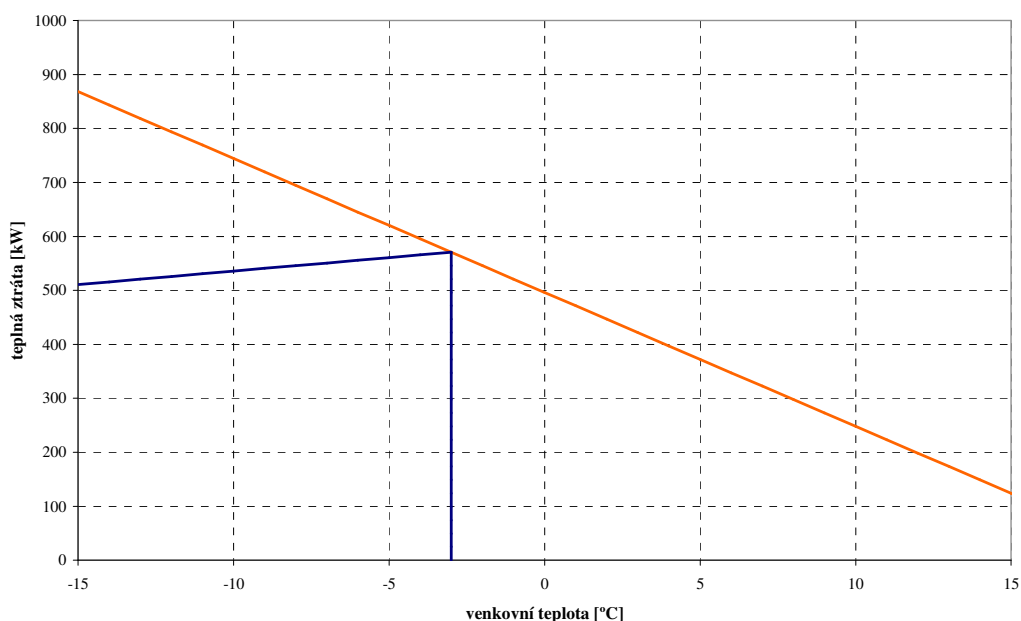
Výstupní teplota z TČ, která je 55 °C, výrazně ovlivňuje využití v otopných soustavách 90/70 °C. Podle obrázku 2.1 je TČ v otopné soustavě 90/70 °C schopno pokrýt potřebu tepla a dodávat topnou vodu o teplotě 55 °C maximálně do venkovní teploty 2,5 °C. Teplota 0 °C nebo vyšší se vyskytuje po dobu 160 dní z celkového otopného období, které činí 229 dní, což činí téměř 70 % roční potřeby tepla na vytápění [13]. Pro soustavu s parametry 75/65 °C je situace ještě příznivější, hraniční teplota venkovního vzduchu je -2 °C. Vzhledem k tomu, že při snižování tepelného spádu otopné soustavy musíme zvýšit otopnou plochu, abychom dosáhli stejného tepelného výkonu. Parametry otopných ploch u starších otopných systémů jsou značně předimenzovány, a tak je možné použít teplotního spádu 60/45 °C. V této soustavě je TČ schopno dodávat topnou vodu do venkovní teploty -



10 °C. Při dalším poklesu venkovní teplota je nutné již tepelné čerpadlo odstavit a zajistit dodávku tepla pomocí bivalentního zdroje.

## 2.2 Stanovení výkonu TČ

Bivalentní uspořádání je kombinace s jiným konvenčním zdrojem tepla, plynový kotel, který od určitých teplot venkovního vzduchu přebírá topnou funkci. Bivalence se zavádí z toho důvodu, že není hospodárné navrhovat TČ na plný topný výkon. Hodnota bivalentního bodu je určena tepelnou ztrátou objektu. V grafu 3.3 je znázornění tepelných ztrát v závislosti na venkovní teplotě a určení bodu bivalence. Tepelná čerpadla pokryjí tepelnou ztrátu budovy do -3 °C. Při nižších teplotách začne souběžně s TČ pracovat kotel na zemní plyn. Tomuto zapojení TČ se říká paralelně bivalentní zapojení.



Graf 3.3 Stanovení bivalentního bodu

Výkon tepelných čerpadel se stanovuje na 60 % jmenovitého výkonu, neboli tepelné ztráty.

$$Q_T = 0,6 \cdot Q_C = 0,6 \cdot 868,4 = 521 \text{ kW} \quad (2.1)$$

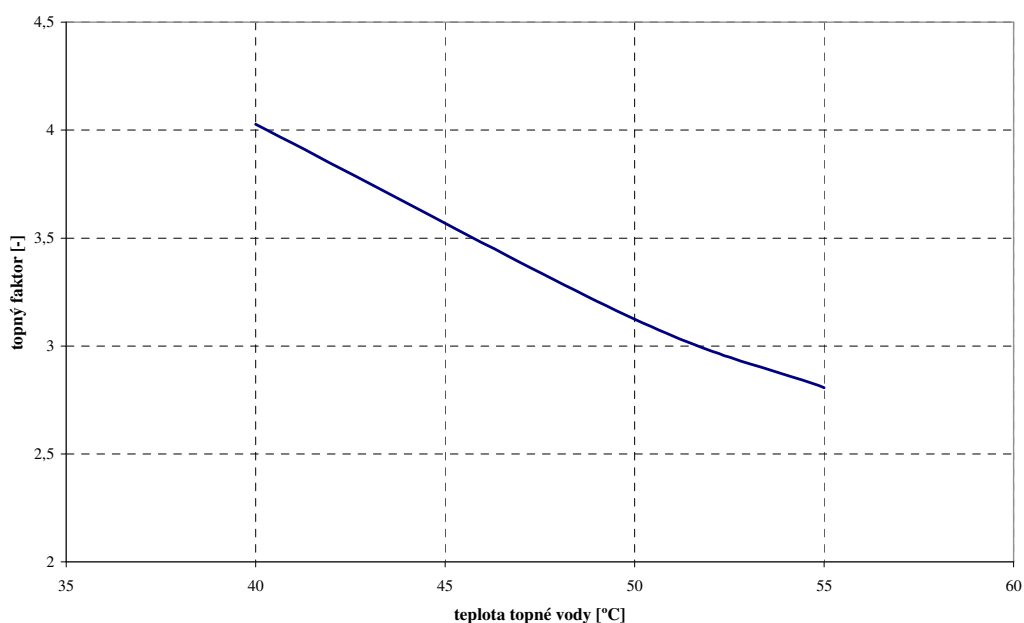
Ke zbylému pokrytí tepelných ztrát se použije plynový kotel s minimálním jmenovitým výkonem 300 kW.

K zajištění topného výkonu  $Q_T$  bude zapotřebí kaskádního zapojení deseti TČ o jmenovitém výkonu kolem 50 kW.

Základním ukazatelem efektivnosti provozu TČ je topný faktor-  $\epsilon_T$  (COP) [8]. Je to poměr získaného tepla  $Q_T$  a množství dodané energie k pohonu kompresoru  $P$ .

$$\epsilon_T = \frac{Q_T}{P} \quad (2.2)$$

Minimální hranice průměrného ročního topného faktoru v ČR uvádí hodnota 3. Na grafu 3.4 je zobrazena závislost topného faktoru na teplotě topné vody. Hodnotě  $\epsilon_T = 3$  odpovídá teplota cca 52 °C.

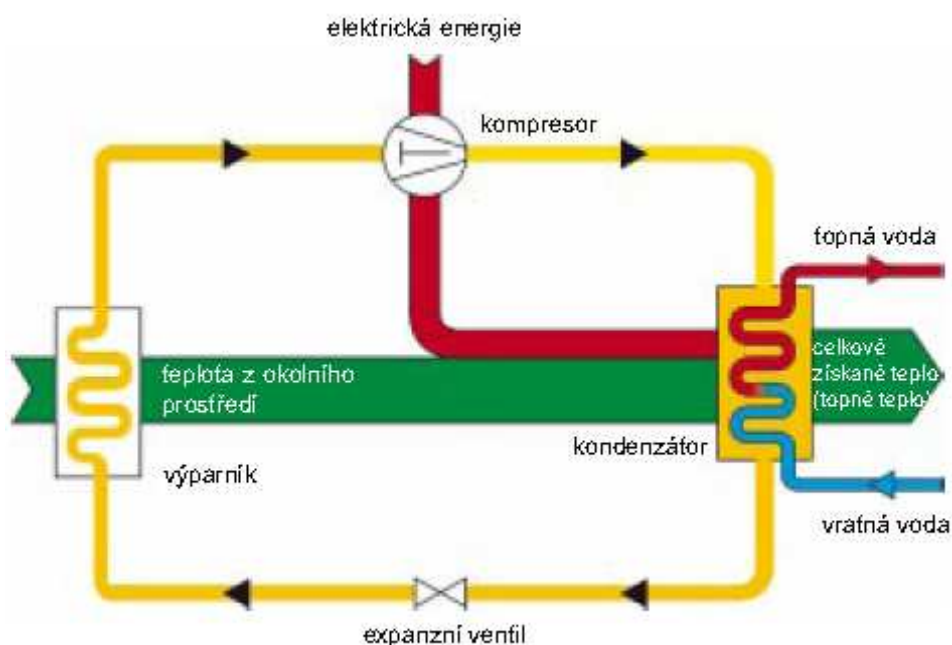


**Graf 3.4 Průběh topného faktoru na teplotě topné vody**

### 3 Konstrukční návrh tepelného čerpadla

#### 3.1 Princip funkce

Význačnou roli při fungování TČ hraje chladivo. Je to látka, která se i při nízkých teplotách odpařuje. Do výparníku se přivádí voda s určitou teplotní úrovní. Chladivo proudící výparníkem odejme vodě výparné teplo a změní své skupenství z kapalného na plynné. Voda se tímto ochladí. Páry vzniklé ve výparníku jsou odsávány a stlačovány kompresorem, tím se zvýší tlak i teplota chladiva. Kompresor bývá poháněn převážně elektromotorem. Energetický potenciál uložený v chladivu putuje do kondenzátoru. V kondenzátoru je chladivu odebráno celkové teplo a přechází nejčastěji do topné vody. Tím dojde ke změně skupenství, a to z plynného na kapalně. V expanzním ventilu pak dochází ke snížení tlaku na původní hodnotu. A celý oběh se opakuje [24].



Obrázek 3.1 Princip funkce tepelného čerpadla

### 3.2 Výpočet TČ

Výpočet TČ se provede na teplotu topné vody 55 °C. Kondenzační teplota se předpokládá o 5 K vyšší. Vypařovací teplota se volí o 5 K nižší než vstupní teplota vody na primární straně TČ. Jmenovitý topný výkon je 50 kW [1][2][3].

Vypařovací teplota:  $t_0 = 20\text{ °C}$

Kondenzační teplota:  $t_k = 60\text{ °C}$

Hodnoty tlaků a entalpií jsou získané pomocí programu Engineering Equation Solver (EES). Podrobný výpis výpočtu je uveden v příloze.

$$h_1 = 276,9\text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_{2,ie} = 297,5\text{ kJ.kg}^{-1}$$

Skutečná hodnota entalpie po izoentropické kompresi s účinností 50 %

$$h_2 = 318,1\text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_3 = h_4 = 126,8\text{ kJ.kg}^{-1}$$

Pro tyto hodnoty teplot a entalpií platí tyto hodnoty tlaků.

Vypařovací tlak:

$$p_0 = 864,8\text{ kPa}$$

Kondenzační tlak:

$$p_k = 2008\text{ kPa}$$

Výpočet tlakového poměru kompresoru:

$$\sigma = \frac{p_k}{p_0} = \frac{2008}{864,8} = 2,32 \quad (3.1)$$

Výpočet objemové chladivosti:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 276,9 - 126,8 = 150,1\text{ kJ / kg} \quad (3.2)$$

Výpočet objemové topivosti teoretické:

$$q_{k,t} = h_{2,ie} - h_3 = 297,5 - 126,8 = 170,7 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

Výpočet objemové topivosti skutečné:

$$q_k = h_2 - h_3 = 318,1 - 126,8 = 191,3 \text{ kJ/kg} \quad (3.4)$$

Výpočet měrné izoentropické práce teoretické:

$$a_{ie,t} = h_{2,ie} - h_1 = 297,5 - 276,9 = 20,6 \text{ kJ/kg} \quad (3.5)$$

Výpočet měrné izoentropické práce skutečné:

$$a_{ie} = h_2 - h_1 = 318,1 - 276,9 = 41,2 \text{ kJ/kg} \quad (3.6)$$

Výpočet topného faktoru teoretického:

$$\varepsilon_T = \frac{q_k}{a_{ie,t}} = \frac{170,7}{20,6} = 8,28 [1] \quad (3.7)$$

Výpočet topného faktoru skutečného:

$$\varepsilon_T = \frac{q_k}{a_{ie}} = \frac{191,1}{41,2} = 4,64 [1] \quad (3.8)$$

Výpočet chladicího faktoru teoretického:

$$\varepsilon_O = \frac{q_0}{a_{ie,t}} = \frac{150,1}{20,6} = 7,28 [1] \quad (3.9)$$

Výpočet chladicího faktoru skutečného:

$$\varepsilon_O = \frac{q_0}{a_{ie,t}} = \frac{150,1}{41,2} = 3,64 [1] \quad (3.10)$$

Výpočet hmotového toku:

$$Q_k = m \cdot q_k \Rightarrow m = \frac{Q_k}{q_k} = \frac{50}{191,1} = 0,26 \text{ kg/s} \quad (3.11)$$

Teoretický izoentropický příkon kompresoru:

$$P_{T,ie} = m \cdot a_{ie,t} = 0,26 \cdot 20,6 = 5,39 \text{ kW} \quad (3.12)$$

Skutečný izoentropický příkon:

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} = 0,26 \cdot 41,2 = 10,71 \text{ kW} \quad (3.13)$$

## Výpočet průměru potrubí

Zvolené hodnoty rychlostí

$$w_{sání} = 10 \text{ m/s}$$

$$w_{výtlak} = 12 \text{ m/s}$$

$$w_{kapalina} = 0,8 \text{ m/s}$$

Hustota chladiva v jednotlivých potrubích je zjištěna programem EES.

$$\rho_{sání} = 35,73 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{výtlak} = 81,97 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{kapalina} = 1042 \text{ kg/m}^3$$

Objemové toky v jednotlivých potrubích

$$\dot{V}_{sání} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sání}} = \frac{0,26}{35,73} = 7,27 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (3.14)$$

$$\dot{V}_{výtlak} = \frac{\dot{m}}{\rho_{výtlak}} = \frac{0,26}{81,97} = 3,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (3.15)$$

$$\dot{V}_{kapalina} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sání}} = \frac{0,26}{1042} = 2,49 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (3.16)$$

Výpočet průměru potrubí se provede podle následujícího vzorce. Z pravidla se volí nejbližší vyšší normované průměry potrubí z vypočtených průměrů.

$$\dot{V} = S \cdot w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot w}} \quad (3.17)$$

$$d_{\text{sání}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{sání}}}{\pi \cdot w_{\text{sání}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,27 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 10}} = 30,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3.18)$$

Průměr sacího potrubí kompresoru volím 35 x 1 mm.

$$d_{\text{výtlak}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{výtlak}}}{\pi \cdot w_{\text{výtlak}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,17 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 12}} = 18,3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3.19)$$

Průměr výtláčného potrubí kompresoru volím 22 x 1 mm.

$$d_{\text{kapalina}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{kapalina}}}{\pi \cdot w_{\text{kapalina}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,49 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,8}} = 19,9 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3.20)$$

Průměr potrubí, kterým proudí kapalina, volím 22 x 1 mm.

### 3.3 Popis a volba jednotlivých dílů

#### Kompresor

Účelem kompresoru je odsávat z výparníku páry v objemu odpovídajícímu jejich hmotnosti a hustotě příslušné žádanému tlaku vypařování  $p_o$  a stlačení těchto par na tlak  $p_k$ , při kterém kondenzují [10]. Použité chladivo a nastavené pracovní podmínky určí, jaké hodnoty tlaku se budou pohybovat na sacím a výtláčném potrubí. Obvyklé hodnoty tlaku v sání jsou 1- 5 bar. Hodnoty na výtlaku 5- 25 bar. Teploty nasávaných par jsou v rozmezí -20 až +10 °C, teploty stlačených par jsou v mezích 60- 100 °C.

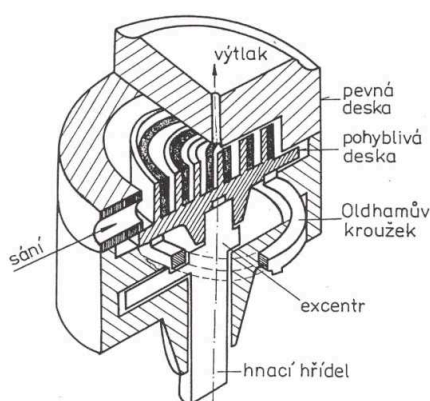
Používají se objemové kompresory, u kterých dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru. Jedná se o tyto kompresory:

- Hermetické kompresory jsou společně s elektromotorem uzavřeny v tlakové nádobě, ze které vystupuje pouze sací a výtláčné potrubí. Olejová náplň je také společná.
- Polohermetické kompresory jsou spolu s motorem uzavřeny v neprodyšné skříni. Některé části těchto provedení jsou pomocí demontovatelných dílů přístupné. Tyto kompresory bývají pístové s větším výkonem.

- Otevřené kompresory jsou konstruovány tak, že hnací hřídel kompresoru je vyvedena z klikové skříně přes ucpávku k pohonu. Pohon může představovat elektromotor, spalovací motor apod.

### Kompresor scroll

Tento typ kompresoru byl patentován již začátkem minulého století [4]. Do podvědomí se dostal až s rozmachem TČ. Jeho chladicí výkon dosahuje až 15 kW v hermetickém provedení. Kompresor tvoří dvě kruhové desky s tvarově shodnými spirálovými lopatkami, které jsou vzájemně pootočené o  $180^\circ$ . Horní je pevná a v jejím středu je výtlak. Hnací hřídel přes excentrické uložení pohybuje spodní deskou. Plyn se nasává na obvodu pevné desky do pracovního prostoru a odvalováním lopatek se pracovní prostor zmenšuje. Oldhamův kroužek je umístěn pod zadní stěnou pohyblivé desky a slouží k zamezení rotací pohyblivé desky.



Obrázek 3.2 Řez modelem kompresoru scroll

Mezi výhody patří jednodušší konstrukce, neobsahují klikový mechanismus, z toho vyplývají nižší vibrace a nižší hluk [26].





Obrázek 3.3 Kompresor Scroll

## Volba

Kompresor scroll od firmy Copeland s označením ZH 75 K4E TWD.

## Kondenzátor

Výměník tepla určený k přenosu tepla mezi chladivem a otopným systémem. V primární straně výměníku kondenzuje stlačené, horké, plynné chladivo a předává teplo otopné vodě proudící sekundární stranou výměníku [27].

Obrázek 3.4 Výpočet kondenzátoru programem Alfa Laval

## Volba

Deskový výměník Alfa- Laval CB14- 28H. Rozměry jsou uvedeny v katalogovém listě, který je součástí přílohy.

## Filtrdehydrátor

Filtrdehydrátory se používají pro odfiltrování mechanických nečistot a odstranění vlhkosti z kapalného chladiva [10]. Provedení filtru je hermetické. Těleso je ocelové, filtrační vložku tvoří molekulární síto a aktivní hliník. Filtr je možné umístit v libovolné poloze, jen je nutné dodržení směru průtoku. Z důvodu plynulejšího průtoku se montuje do svislé polohy s příívodem nahoře. Připojení do systému se provádí šroubovaným spojem z důvodu snadné výměny.

## Volba

Filtrdehydrátor série FF s označením 415 od firmy Honeywell [21].



Obrázek 3.5 Filtrdehydrátor od firmy Honeywell

## Průhledítko

Průhledítko poskytuje informace o aktuálním stavu kapalného chladiva proudícího potrubím. Součástí je indikátor obsahu vlhkosti v chladivu. Přítomnost vlhkosti se projeví změnou barvy mezikruží. Funkce indikátoru je vratná, tedy po vysušení chladiva se mezikruží změní na původní barvu. Těleso je vyrobeno z mosazi a zorné pole je ze skla

odolného tlaku. Připojení je možné pájením i šroubovaným spojem. Montážní poloha se volí vodorovná [20][22].



Obrázek 3.6 Průhledítko

## Volba

Průhledítko Danffos SGN 22S

## Expanzní ventil

Expanzní ventil se používá k nástřiku chladiva do výparníku tak, aby bylo optimálně využito teplosměnné plochy a tím byl zajištěn správný provozní režim. Hlavní části termostatického expanzního ventilu jsou samotné těleso a teplotní čidlo zvané tykavka. Tykavka je nádobka obsahující plyn, který při rostoucí teplotě zvyšuje tlak. Tykavka je spojena s tělesem ventilu kapilárou. Zvětšující se tlak působí na membránu, která je pevně spojena s tryskou, a otevírá tak průchod přes ventil. Proti membráně působí vratná pružina trysky spolu s tlakem procházejícího chladiva. Sílu vratné pružiny je možné nastavit šroubem. Tykavka se umísťuje na vodorovné potrubí hned za výparník, například pomocí spon. Musí být dobře tepelně spojena a současně ji nesmí ovlivňovat okolní vzduch. Z tohoto důvodu se po montáži tykavka izoluje. Tělo ventilu a tykavka jsou vyrobeny z mosazi, hlava ventilu, membrána a ostatní komponenty jsou z korozivzdorné oceli.

Účinnější řízení vstřikování chladiva zajišťuje elektronický expanzní ventil. Tykavka je u těchto EV nahrazena tlakovým a teplotním čidlem, která se umísťují na výstupní potrubí z výparníku. Hodnoty z těchto čidel vyhodnocuje řídicí systém, který ovládá trysku samotného EV. Krokový motor zajišťuje optimální otvírání a zavírání ventilu. V případě použití EEV není potřeba instalace elektromagnetického ventilu, který má za úkol úplné zavření potrubí a tím zastavení průtoku chladiva [25].



## **Volba**

Deskový výměník Alfa- Laval CB52- 30H. Rozměry jsou uvedeny v katalogovém listě, který je součástí přílohy.

## **Chladiva**

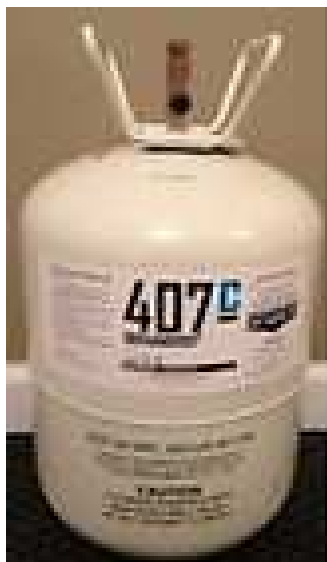
Chladivo je látka , která v systému TČ přijímá teplo při nízkém tlaku a teplotě a odevzdává je při vyšším tlaku a teplotě [10]. Tento přívod a výdej je spojen se změnou fáze chladiva. Požadavky rozhodující o vhodném použití jsou:

- tepelné (měrná chladivost, průběh vypařovací křivky ve vhodných intervalech tlaků, termodynamická dokonalost)
- fyzikální (rozpustnost ve vodě i v oleji)
- chemické (hořlavost, výbušnost, stabilita, působení na konstrukční materiály a na olej)
- fyziologické (působení na lidský organizmus)
- ekonomické (cena a dodací možnosti)

### **Chladivo R407c**

Patří do skupiny chladiv s označením HFC. Tato chladiva mají v molekule pouze atomy fluoru. Vyznačují se nulovým koeficientem ODP. Koeficient ODP (Ozone Depletion Potential) popisuje vliv chladiv na poškozování ozónové vrstvy. Jako referenční chladivo bylo vzato chladivo R 11, jehož koeficient ODP má hodnotu 1. Poměrné číslo látky menší jak 1 značí nižší vliv poškozování ozónové vrstvy. Vliv látek, který je jednou z příčin dlouhodobého oteplování Země, se označuje pomocí koeficientu GWP (Global Warming Potential). Koeficient je vztahován k  $\text{CO}_2/100$ , u kterého je koeficient  $\text{GWP}=1$ . Vyšší číslo znamená vyšší negativní vliv. Součástí koeficientu je číslice, která udává počet let vlivu. Hodnota tohoto koeficientu je 1,980.

Jeho složení je poměr chladiv R32, R125 a R134a. Bod varu při atmosférickém tlaku je  $-43,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Má velký teplotní skluz, jedná se o zeotropní chladivo. Při fázové přeměně z páry na kapalinu se mění složení par a kapalin.



**Obrázek 3.9 Láhev s chladivem R407c**

### **Měděné trubky**

Trubky pro chladicí zařízení se liší od jiných zejména čistotou mědi. A také tím, že jsou vyrobeny z bezkyslíkaté mědi, snášejí vysoké tlaky [10]. Trubky se vyrábějí s normovanými vnějšími průměry s tloušťkou stěny 1 mm. Vyrábějí se měkké a tvrdé. Měkké trubky jsou dodávány ve svitku o délce 25 m nebo 50 m. Manipulace s nimi je snadná, dají se ohýbat i kalíškovat. Tvrdé trubky jsou vyráběny v 5 m délkách. Tyto trubky se používají pro rovné úseky, ohyby se provádí po vyžehání nebo pomocí kolen. Konce trubek jsou opatřeny zátkami, aby nedocházelo k oxidaci vnitřního povrchu.



**Obrázek 3.10 Měděné trubky používané v chladicích zařízeních**

### 3.4 Zařízení kotelny

#### Expanzní nádoby

Tlakové expanzní nádoby slouží pro vyrovnávání změn objemu kapaliny způsobených změnami její teploty a udržení přetlaku v soustavě [24].

Výpočet objemu expanzní nádoby otopného systému:

$$V_{\text{en}} = 1,3 \cdot V_o \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} \quad (3.21)$$

$V_o$  - objem vody v celé otopné soustavě

$n$  - součinitel zvětšení objemu

$\eta$  - stupeň využití expanzní nádoby

Objem vody v celé otopné soustavě

$$V_o = v \cdot Q_c \quad (3.22)$$

$v$  - směrná hodnota vodního obsahu otopného systému [l/kW]

$Q_c$  - celková tepelná ztráta budovy [kW]

Stupeň využití expanzní nádoby

$$\eta = \frac{p_{\text{h,dov}} - p_d}{p_{\text{h,dov}}} \quad (3.23)$$

$p_{\text{h,dov}}$  - nejvyšší dovolený absolutní dovolený tlak, otevírací  
absolutní tlak pojistného ventilu [kPa]

$p_d$  - hydrostatický absolutní tlak [kPa]

Hydrostatický absolutní tlak

$$p_d = p_h + p_b \quad (3.24)$$

$p_h$  - hydrostatický tlak vyvozený sloupcem vody [kPa]

$p_b$  - barometrický tlak [kPa]

Hydrostatický tlak vyvozený sloupcem vody

$$p_h = h \cdot \rho \cdot g \quad (3.25)$$

$h$  - výška vodního sloupce nad expanzní nádobou [m]

$\rho$  - hustota vody [ $\text{kg/m}^3$ ]

$g$  - gravitační zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]

Výška vodního sloupce je určena výškou budovy a konstrukčním uspořádáním otopného systému. Kotelna je situována v suterénu budovy:

$$h = 9,1 \text{ m}$$

Hodnota hustoty vody:

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Hodnota gravitačního zrychlení:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Výpočet hydrostatického tlaku po dosazení do (3.25):

$$p_h = 9,1 \cdot 1000 \cdot 9,81$$

$$p_h = 89,27 \text{ kPa}$$

Hodnota barometrického tlaku:

$$p_b = 101,325 \text{ kPa}$$

Výpočet hydrostatického tlaku absolutního po dosazení do (3.24):

$$p_d = 89,27 + 101,325$$

$$p_d = 190,6 \text{ kPa}$$



Hodnota nejvyššího dovoleného tlaku je dána tlakem pojistného ventilu:

$$p_{h,dov} = 350 \text{ kPa}$$

Výpočet stupně využití expanzní nádoby po dosazení do (3.23):

$$\eta = \frac{350 - 190,6}{350}$$

$$\eta = 0,46 [1]$$

Směrná hodnota vodního obsahu otopného systému:

$$v = 23 \text{ l/kW}$$

Výpočet celkového objemu vody v otopném systému po dosazení do (3.22):

$$V_o = 23 \cdot 868,4$$

$$V_o = 19973,2 \text{ l}$$

Součinitel zvětšení objemu

$$n = 0,00401$$

Výpočet objemu expanzní nádoby po dosazení do (3.21):

$$V_{en} = 1,3 \cdot 19973,2 \cdot 0,00401 \cdot \frac{1}{0,46}$$

$$V_{en} = 226,35 \text{ l}$$

## **Volba**

Dle vypočtených hodnot volím expanzní nádobu o objemu 600 l s maximálním konstrukčním tlakem 6 bar.

Expanzní nádoba o stejně velkém objemu se zapojí i do primárního systému TČ.

## **Oběhová čerpadla**

Oběhová čerpadla zajišťují plynulou cirkulaci vody v otopném systému. Jsou zapojena na výstupu topné vody u každého TČ [28].

## **Volba**

Oběhové čerpadlo WILO S 40/10- 400V.

## **4 Stanovení přínosu nasazení TČ z ekonomického a environmentálního hlediska**

Hodnocení TČ z ekonomického a environmentálního hlediska je porovnáno s vytápěním stejné budovy zemním plynem [14][15].

### **4.1 Environmentální hledisko**

#### **Vytápění zemním plynem**

Množství zemního plynu se vypočte:

$$E_v = V_{ZP} \cdot Q_i \Rightarrow V_{ZP} = \frac{E_v}{Q_{i,ZP}} \quad (4.1)$$

$E_v$  - celková potřeba tepelné energie [GJ]

$Q_{i,ZP}$  - výhřevnost zemního plynu [GJ/m<sup>3</sup>]

Celková potřeba tepelné energie:

$$E_v = 6432,68 \text{ GJ}$$

Výhřevnost zemního plynu:

$$Q_{i,ZP} = 34,05 \text{ GJ/m}^3$$

Výpočet množství zemního plynu po dosazení do (4.1):

$$V_{ZP} = \frac{6432,68}{34,05}$$

$$V_{ZP} = 188,92 \text{ tis. m}^3$$

K pokrytí potřeby tepla je nutné spálit 188,92 tis. m<sup>3</sup> zemního plynu. Emisní faktory škodlivin vznikajících při spalování zemního plynu jsou uvedeny v tabulce [kg/10<sup>6</sup>.m<sup>3</sup>]

**Tabulka 4.1 Emisní faktory při spalování zemního plynu. Hodnoty uvedeny  $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$**

TL [ $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$ ]	SO <sub>2</sub> [ $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$ ]	NO <sub>x</sub> [ $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$ ]	CO [ $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$ ]	Organické látky [ $\text{kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$ ]
20	9,6	1920	320	64

Výpočet množství emisí TL vyprodukovaných spálením zemního plynu:

$$TL_{ZP} = Ef \cdot V_{ZP} \quad (4.2)$$

$Ef$  - emisní faktor TL při spalování zemního plynu

$V_{ZP}$  - množství zemního plynu

Emisní faktor TL:

$$Ef_{TL} = 20 \text{ kg}/10^6 \cdot \text{m}^3$$

Množství zemního plynu:

$$V_{ZP} = 188,92 \text{ tis. m}^3$$

Výpočet množství emisí po dosazení do (4.2):

$$TL_{ZP} = 20 \cdot 0,592$$

$$TL_{ZP} = 11,82 \text{ kg}$$

Obdobným způsobem se vypočte množství emisí i u SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CO a Organických látek.

Výpočet množství emisí CO<sub>2</sub>:

$$CO_{2,ZP} = Ef_{CO_2} \cdot Ev \quad (4.3)$$

$Ef_{CO_2}$  - emisní faktor CO<sub>2</sub>

$Ev$  - celková potřeba tepelné energie [GJ]

Hodnota emisního faktoru CO<sub>2</sub>:

$$Ef_{CO_2} = 200 \text{ kg/MWh}$$

Celková potřeba tepelné energie:

$$E_v = 1786,86 \text{ MWh}$$

Výpočet množství emisí CO<sub>2</sub> po dosazení do (4.3):

$$CO_{2,ZP} = 200 \cdot 1786,86$$

$$CO_{2,ZP} = 357372 \text{ kg}$$

Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce

**Tabulka 4.2 Hodnoty vypočtených emisí**

TL [kg/rok]	SO <sub>2</sub> [kg/rok]	NO <sub>x</sub> [kg/rok]	CO [kg/rok]	Organické látky [kg/rok] [kg/rok]		CO <sub>2</sub> [tun/rok]
11,82	5,67	1134,56	189,09	37,82		376,18

## Vytápění pomocí TČ

Podle tabulky 1.3 je nejnižší průměrná teplota za otopné období  $t_{es} = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [14][16]. TČ jsou schopna vykřýt potřebu tepla do venkovní teploty  $-3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Celková potřeba tepla

$$E_v = 6432,68 \text{ GJ}$$

Vzhledem k tomu, že elektrická energie je převážně vyráběna v tepelných kondenzačních elektrárnách s účinností okolo 33 %, minimální průměr ročního topného faktoru se uvádí ve výši 3. Tedy k požadovanému topnému výkonu TČ odpovídá 1/3 příkonu kompresoru.

$$P_{el} = 2144,23 \text{ GJ}$$

Roční emisní faktor pro systémovou elektřinu pro celou Českou republiku, který udává celkové množství vyprodukovaných emisí dané látky, vztažené na celkové množství vyrobené elektrické energie ve všech systémových elektrárnách v celé ČR, je uveden v tabulce 4.3.

**Tabulka 4.3 Emisní faktory pro systémovou elektřinu.**

TL [kg/GJ]	SO <sub>2</sub> [kg/GJ]	NO <sub>x</sub> [kg/GJ]	CO [kg/GJ]	Organické látky [kg/GJ]	CO <sub>2</sub> [kg/GJ]
0,026	0,489	0,416	0,039	0,031	325,000

Výpočet množství emisí TL vyprodukovaných spálením zemního plynu:

$$TL_{zp} = Ef \cdot P_{el} \quad (4.4)$$

$Ef$  - emisní faktor TL pro systémovou elektřinu [kg/GJ]

$P_{el,C}$  - celkový příkon elektrické energie [GJ]

Emisní faktor TL:

$$Ef_{TL} = 0,026 \text{ kg/GJ}$$

Celkový příkon elektrické energie:

$$P_{el} = 2144,23 \text{ GJ}$$

Výpočet množství emisí po dosazení do (4.4):

$$TL_{zp} = 0,026 \cdot 2144,23$$

$$TL_{zp} = 55,75 \text{ kg}$$

Stejným postupem se vypočtou emisní hodnoty i pro SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CO, Organických látek a CO<sub>2</sub>. Výsledky vypočtených hodnot jsou uvedeny v tabulce 4.4.

**Tabulka 4.4 Hodnoty vypočtených hodnot**

TL [kg/rok]	SO <sub>2</sub> [kg/rok]	NO <sub>x</sub> [kg/rok]	CO [kg/rok]	Organické látky [kg/rok]	CO <sub>2</sub> [kg/rok]
55,75	1121,96	953,04	90,10	70,75	745104,75

## 4.2 Ekonomické hledisko

### Stávající vytápění na zemní plyn

Výpočet nákladů při vytápění budovy zemním plynem:

$$N_{zp} = C_{zp} \cdot Ev \quad (4.5)$$

$C_{ZP}$  - cena za tepelnou energii vyrobenou ze zemního plynu [Kč/GJ]

$E_v$  - celková potřeba tepelné energie [GJ]

Cena za tepelnou energii vyrobenou ze zemního plynu:

$$C_{ZP} = 271,15 \text{ Kč/GJ}$$

Celková potřeba tepelné energie:

$$E_v = 6432,68 \text{ GJ}$$

Výpočet nákladů na vytápění zemním plynem po dosazení do (4.5):

$$N_{ZP} = 271,15 \cdot 6432,68$$

$$N_{ZP} = 1\,744\,214,75 \text{ Kč/rok}$$

## Vytápění tepelnými čerpadly

Před stanovením nákladů na vytápění pomocí TČ je nutné určit investiční náklady na výrobu TČ a pořízení příslušenství do kotelny.

**Tabulka Investiční náklady na výrobu TČ.**

Položka	Jednotková cena	Celková cena
	[Kč]	[Kč]
Kompresor- Copeland ZH75- K4E	118 950,00	1 189 500,00
Kondenzátor- Alfa Laval CB14- 28H	38 760,00	387 600,00
Filtrdehydrátor- Honeywell FF 415	1 105,00	11 050,00
Průhledítko- Danffos SGN 22S	1 931,00	19 310,00
Expanzní ventil- Carel E2V 35	8 296,00	82 960,00
Výparník- Alfa Laval CB 52- 30H	42 348,00	423 480,00
Monitorovací a řídicí systém	146 000,00	1 460 000,00
Kolínka	901,00	9 010,00
Trubky	394,00	3 940,00
Tepelná izolace AC Armaflex	40,00	400,00
Ocelový rám	5 740,00	57 400,00
Montážní práce	63 400,00	634 000,00
<b>Celkem</b>	<b>427 865,00</b>	<b>4 278 650,00</b>

Podle tabulky jsou investiční náklady na výrobu jednoho TČ  $N_{i,1} = 427\,865 \text{ Kč}$ .

Pak investiční náklady na pořízení 10 TČ jsou  $N_{i,10} = 4\,278\,650 \text{ Kč}$ .

**Tabulka Investiční náklady na příslušenství do kotelny**

Položka	Množství	Jednotková cena	Celková cena
	[ks,m, l]	[Kč]	[Kč]
Oběhová čerpadla WILO	10	16 050,00	160 500,00
Termohydraulický rozdělovač	1	67 680,00	67 680,00
Expanzní nádoba	2	32 790,00	65 580,00
Kulový kohout	32	254,00	8 128,00
Kulový uzávěr s filtrem	20	3 140,00	62 800,00
Pojistný ventil	11	334,00	3 674,00
Teploměr	1	418,00	418,00
Manometr	1	1 065,00	1 065,00
Trubka ocelová 57x2,9	100	159,00	15 900,00
Trubka ocelová 48x3,5	60	143,00	8 580,00
Tepelná izolace DN 50x13	100	79,00	7 900,00
Tepelná izolace DN 65x19	60	157,00	9 420,00
Montážní práce			173 870,00
<b>Celkem</b>			<b>585 515,00</b>

Investiční náklady na vybavení kotelny příslušným zařízením jsou 585 515 Kč.

Celkové investiční náklady:

$$N_{i,C} = N_{i,10} + N_{i,K} \quad (4.6)$$

$N_{i,10}$  - investiční náklady na výrobu 10 TČ

$N_{i,K}$  - investiční náklady na zařízení kotelny

$$N_{i,C} = 4278650 + 585515$$

$$N_{i,C} = 4\,864\,165 \text{ Kč}$$

Výpočet nákladů při vytápění budovy TČ:

$$N_{TČ} = C_{TČ} \cdot E_v \quad (4.7)$$

$C_{TČ}$  - cena za elektrickou energii [Kč/GJ]

$E_v$  - celková potřeba tepelné energie [GJ]

Cena za elektrickou energii:

$$C_{ZP} = 180,66 \text{ Kč/GJ}$$

Celková potřeba tepelné energie:

$$E_v = 6432,68 \text{ GJ}$$

Výpočet nákladů na vytápění tepelnými čerpadly po dosazení do (4.7):

$$N_{T\check{C}} = 180,66 \cdot 6432,68$$

$$N_{T\check{C}} = 1\,162\,095,8 \text{ Kč/rok}$$

## **Ekonomická efektivnost**

Při posuzování ekonomické efektivnosti zařízení porovnáváme budoucí stav se současným. Základním předpokladem je, že výrobní náklady po odečtení úroků a splátek úvěru po dobu splacení musí být menší jak stávající stav [5][12].

### **Prostá doba návratnosti**

Prostá návratnost investice je počet roků provozu, za které se úspory na výrobních nákladech oproti současnému stavu rovnají vynaloženým investicím.

Prostá návratnost:

$$T_s = \frac{N_{i,c}}{CF} \quad (4.8)$$

$N_{i,c}$ - celkové investiční náklady [Kč]

$CF$  - roční peněžní tok [Kč/rok]

$$CF = N_{zp} - N_{T\check{C}} \quad (4.9)$$

$N_{zp}$ - náklady na vytápění zemním plynem [Kč/rok]

$N_{T\check{C}}$ - náklady na vytápění tepelnými čerpadly [Kč/rok]

Náklady na vytápění zemním plynem:

$$N_{zp} = 1\,744\,214,75 \text{ Kč/rok}$$

Náklady na vytápění tepelnými čerpadly:

$$N_{T\check{C}} = 1\,162\,095,8 \text{ Kč/rok}$$

Výpočet ročního peněžního toku po dosazení do (4.9):

$$CF = 1744214,75 - 1162095,8$$



$$CF = 582118,95 \text{ Kč/rok}$$

Celkové investiční náklady:

$$N_{i,C} = 4\,864\,165 \text{ Kč}$$

Výpočet prosté návratnosti po dosazení do (4.8):

$$T_s = \frac{4864165}{582118,95}$$

$$T_s = 8,35 \text{ roků}$$

### **Diskontovaná doba návratnosti**

Podobné kritérium jako prostá doba návratnosti využívá diskontovaný peněžní tok místo prostého.

$$T_{d,s} = \frac{N_{i,C}}{DCF} \quad (4.10)$$

$N_{i,C}$  - celkové investiční náklady [Kč]

DCF - diskontovaný roční peněžní tok [Kč/rok]

$$DCF = \frac{CF}{(1+r)^t} \quad (4.11)$$

$r$  - diskontovaný koeficient

$t$  - rok výpočtu DCF

Roční peněžní tok:

$$CF = 582\,118,95 \text{ [Kč/rok]}$$

Hodnota diskontovaného koeficientu:

$$r = 0,05$$

Rok, ke kterému se DFC počítá, rok prosté doby návratnosti:

$$t = 8,35$$

Výpočet diskontovaného ročního peněžního toku po dosazení do (4.11):

$$DCF = \frac{582118,95}{(1 + 0,05)^{8,35}}$$

$$DCF = 387\,323 \text{ [Kč/rok]}$$

Výpočet diskontované doby návratnosti po dosazení do (4.10):

$$T_{d,s} = \frac{4864165}{387323}$$

$$T_{d,s} = 12,5 \text{ roků}$$

### **Rentabilita investice**

Rentabilita (výnosnost) investice je poměr výnosů investic a vložených investičních nákladů.

$$R = \frac{V_{pr}}{N_{i,C}} \quad (4.12)$$

$V_{pr}$  - výnos průměrný roční [Kč]

$N_{i,C}$  - investiční náklady [Kč]

Hodnota průměrného ročního výnosu:

$$V_{pr} = 582118,95 \text{ Kč}$$

Celkové investiční náklady:

$$N_{i,C} = 4\,864\,165 \text{ Kč}$$

Výpočet rentability po dosazení do (4.12)

$$R = \frac{582118,95}{4864165}$$

$$R = 11,97 \%$$

## 5 Závěr

Velikost tepelných ztrát jsem určil pomocí jednozónového modelu. Pro venkovní výpočtovou teplotu  $t_e = -15\text{ °C}$  je hodnota tepelné ztráty  $Q_C = 868,4\text{ kW}$ . Výpočet celkové potřeby tepla pro otopné období jsem provedl pomocí denostupňové metody.

Celková potřeba tepla  $Ev_c = 6432,68\text{ GJ}$ .

Stanovení potřebného topného výkonu tepelných čerpadel jsem určil na 60 % hodnotu celkové tepelné ztráty budovy. Tedy výkon tepelných čerpadel  $Q_T = 521\text{ kW}$ .

Při konstrukci samotného tepelného čerpadla jsem čerpal z nabídek českých i zahraničních firem, které se zabývají stavbou jak tepelných čerpadel tak i chladicích zařízení. Volbu jednotlivých dílů jsem provedl pomocí výpočtových programů (program firmy Alfalaval na výpočet deskových výměníků), nebo podle katalogových listů. Pospojování dílů je provedeno šroubovaným spojem nebo letováním.

Z ekologického hlediska je vytápění tepelnými čerpadly méně výhodné. Došel jsem tedy k závěru, že emise vzniklé při výrobě systémové elektřiny jsou větší než emise vzniklé při spalování zemního plynu. Z ekonomického hlediska je situace opačná a lépe z ní vychází použití tepelných čerpadel k vytápění budovy. Prostá doba návratnosti je vypočítána na 8,35 roků. Diskontovaná doba návratnosti je vyšší, a to 12,5 let.

## Seznam použitých zdrojů

1. DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky*. Praha : ČVUT, 1982. 218 s.
2. DVOŘÁK, Zdeněk; KLAZAR, Luděk; PETRÁK, Jiří. *Tepelná čerpadla*. Praha : SNTL, 1987. 340 s.
3. KAMINSKÝ, Jaroslav; VRTEK, Mojmír . *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1998. 102 s.
4. KAMINSKÝ, Jaroslav, KOLARČÍK Kamil. *Kompresory*. Ostrava: VŠB- TO Ostrava, 2000. 122 s.
5. KYSELA, Ladislav; TOMČALA, Jiří . *Ekonomika v energetice*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2000. 64 s.
6. LULKOVIČOVÁ, Otília a kolektiv . *Zdroje tepla a domovní kotelny*. Bratislava : Jaga group,s.r.o.,2004. 223 s.
7. PETRÁŠ, Dušan a kolektiv. *Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie*. Bratislava : Jaga group, s.r.o., 2008. 207 s.
8. TURNER, Wiliam C. *Energy management handbook*. Lilburn: The fairmont press,1997. 40 s.
9. VAVERKA, Jiří a kolektiv. *Stavební tepelná technika a energetika budov*. Brno : VUT, 2006. 648 S.
10. ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo* . Bezměrov : Vydáno vlastním nákladem, 2003. 312 s.
11. podle ústního sdělení doc. Ing. Mojmíra Vrtka Ph.D.(akademický pracovník VŠB-TU, 17. listopadu 15, Ostrava-Poruba) dne 9. února 2010.
12. NOVÁK, Jaroslav. *www.agrokom.cz* [on line].2009 [cit. 2010-05-15]. Dostupné z URL: <<http://www.agrokom.cz>>.
13. STU-E a.s. *Klimatologické údaje*. Praha : [vl.n.], 2006. 262 s.
14. *Nariadení vlády č.352/2002 Sb.*, kterým se stanoví emisní limity a další podmínky provozování spalovacích stacionárních zdrojů znečišťování ovzduší
15. *Vyhláška č. 425/2004 Sb.*, kterou se mění vyhláška č. 213/2001 Sb., kterou se vydávají podrobnosti náležitostí energetického auditu.

16. Státní energetická koncepce České republiky (schválená usnesením vlády České republiky č. 211 ze dne 10. března 2000)
17. ČSN 06 0210: Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním topení.
18. ČSN 12 831: Tepelné soustavy v budovách- Výpočet tepelného výkonu.
19. ČSN 13 790: Tepelné chování budov- Výpočet potřeby tepla na vytápění.
  
20. [www.schiessl.cz](http://www.schiessl.cz)
21. [www.honeywell-cooling.com](http://www.honeywell-cooling.com)
22. [www.trane.com](http://www.trane.com)
23. [www.alfaco.cz](http://www.alfaco.cz)
24. [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
25. [www.carel-cz.cz](http://www.carel-cz.cz)
26. [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)
27. [local.alfalaval.com/cs](http://local.alfalaval.com/cs)
28. [www.wilo.com](http://www.wilo.com)

## Seznam příloh

Příloha č. 1: Výpis z programu EES.....	54
Příloha č. 2: Technická data kompresoru.....	59
Příloha č. 3: Technická data výparníku a kondenzátoru.....	70
Příloha č. 4: Technická data filtrdehydrátoru.....	73
Příloha č. 5: Technická data expanzního ventilu.....	76

## Příloha č. 1: Výpis z programu EES

File: c:\Documents and Settings\Lea\Documents\Studium\Přij\ Diplomová p\TC.EES 19.5.2012 14:39:30 Page 1  
EES Ver. 8.951: #1494: For use only in the Department of Energy Engineering, Tech. Univ. of Ostrava, Czech Republic

```

*Teplotní čerpadlo*
*Kompresorové tepelné čerpadlo s chladivem R407C, s teplotou t0 na vstupu do TC a teplotou tk na výstupu z TC.*

L_0=20[C]
t_k=60[C]
x_1=1
x_2=0
Q_k= 55[kW]

*Vypařování*
P[1]=Pressure(R407C,T=t_0,x=x_1)
h[1]=Enthalpy(R407C,T=t_0,x=x_1)
s[1]=Entropy(R407C,T=t_0,x=x_1)
T[1]=t_0

*Kompresor*
s[1]=s[2]
P[2]=Pressure(R407C,T=t_k,s=s[1])
h[2]=Enthalpy(R407C,T=t_k,P=P[2])
T[2]=Temperature(R407C,P=P[2],h=h[2])

*Kondenzace*
P[2]=P[3]
s[3]=Entropy(R407C,x=x_2,P=P[2])
h[3]=Enthalpy(R407C,s=s[3],P=P[2])
T[3]=Temperature(R407C,P=P[3],x=x_2)

*Skrovní*
P[1]=P[4]
h[3]=h[4]

```

\*teplota ve vypařníku\*

\*teplota v kondenzátoru\*

\*surovost molní páry na horní mezní křivce\*

\*surovost molní páry na dolní mezní křivce\*

\*tlak v bodě 1\*

\*entalpie v bodě 1\*

\*entropie v bodě 1\*

\*entropie v bodě 2 je stejná jako v bodě 1- izentropický děj\*

\*tlak v bodě 2\*

\*entalpie v bodě 2\*

\*teplota v bodě 2\*

\*tlak v bodech 2 a 3 je stejný- izobarický děj\*

\*entropie v bodě 3\*

\*entalpie v bodě 3\*

\*teplota v bodě 3\*

\*tlak v bodech 1 a 4 je stejný- izobarický děj\*

\*entalpie v bodě 3 je stejná jako v bodě 4- izentropický děj\*

```

s[4]=Entropy(R407C,P=P[4],h=h[4])           "entropie v bodě 4"
T[4]=Temperature(R407C,P=P[4],h=h[4])       "teplota v bodě 4"

"Výpočet chladivového okruhu"
m_1=Q_k/(h[2]-h[3])                         "hmotnostní průtok chladiva"
P_1=m_1*(h[2]-h[1])                         "práce kompresoru"
Q_0=m_1*(h[1]-h[4])                         "tepelný výkon"
epsilon_1=Q_k/P_1                           "tepelný faktor"
sigma_1=P[2]/P[1]                           "kompresní poměr"
COP=abs(Q_k/P_1)

"Výpočet hustoty v porubí"
rho_sání=Density(R407C,T=T[1],P=P[1])       "hustota chladiva v sání"
rho_výtisk=Density(R407C,T=T[2],P=P[2])     "hustota chladiva ve výtlaku"
rho_kapalina=Density(R407C,T=T[3],P=P[3])   "hustota kapalného chladiva"

v_sání=Volume(R407C,T=T[1],P=P[1])
v_výtisk=Volume(R407C,T=T[2],P=P[2])
v_kapalina=Volume(R407C,T=T[3],P=P[3])

```

Teplotní  
okruhy

Kompresorové topné

okruhy s chladivem R407C, s teplotou  $t_1$  na vstupu do T1 a teplotou  $t_2$  na výstupu z T1.

$t_1 = 20$  [C] teplota ve výparníku

$t_2 = 60$  [C] teplota v kondenzátoru

$x_1 = 1$  suchost mokré páry na horní mezí křivce

$x_2 = 0$  suchost mokré páry na dolní mezí křivce

$Q_k = 55$  [kW]

Výpočty

$P_1 = P$  [R407C; T= $t_1$ ; x= $x_1$ ] tlak v bodě 1

$h_1 = h$  [R407C; T= $t_1$ ; x= $x_1$ ] entalpie v bodě 1

$s_1 = s$  [R407C; T= $t_1$ ; x= $x_1$ ] entropie v bodě 1

$T_1 = t_2$

Kompresor

$s_1 = s_2$  entropie v bodě 2 je stejná jako v bodě 1 (izentropický děj)

$P_2 = P$  [R407C; T= $t_2$ ; s= $s_1$ ] tlak v bodě 2

$h_2 = h$  [R407C; T= $t_2$ ; P= $P_2$ ] entalpie v bodě 2

$T_2 = T$  [R407C; P= $P_2$ ; h= $h_2$ ] teplota v bodě 2

Kondenzace

$$P_2 = P_3 \quad \text{tlak v bodech 2 a 3 je stejný- izobarický d. j.}$$

$$s_3 = s [ \text{'R407C'} ; x=x_3 ; P=P_3 ] \quad \text{entropie v bodě 3}$$

$$h_3 = h [ \text{'R407C'} ; s=s_3 ; P=P_3 ] \quad \text{entalpie v bodě 3}$$

$$T_3 = T [ \text{'R407C'} ; P=P_3 ; x=x_3 ] \quad \text{teplota v bodě 3}$$

Trocent

$$P_1 = P_4 \quad \text{tlak v bodech 1 a 4 je stejný- izobarický d. j.}$$

$$h_3 = h_4 \quad \text{entalpie v bodě 3 je stejná jako v bodě 4- izentropický d. j.}$$

$$s_4 = s [ \text{'R407C'} ; P=P_4 ; h=h_4 ] \quad \text{entropie v bodě 4}$$

$$T_4 = T [ \text{'R407C'} ; P=P_4 ; h=h_4 ] \quad \text{teplota v bodě 4}$$

Výpo

el chladivového okruhu

$$m_1 = \frac{Q_0}{h_2 - h_1} \quad \text{hmotnostní průtok chladiva}$$

$$P_1 = m_1 \cdot [ h_2 - h_1 ] \quad \text{p. výkon kompresoru}$$

$$Q_0 = m_1 \cdot [ h_1 - h_4 ] \quad \text{tepelný výkon}$$

$$c_1 = \frac{Q_0}{P_1} \quad \text{tepelný faktor}$$

$$a_1 = \frac{P_0}{P_1} \quad \text{kompresní poměr}$$

$$\text{COP} = \left| \frac{Q_0}{P_1} \right|$$

Výpo

el hustoty v parodí

$$\rho_{\text{par1}} = \rho [ \text{'R407C'} ; T=T_1 ; P=P_1 ] \quad \text{hustota chladiva v sání}$$

$$\rho_{\text{vys1}} = \rho [ \text{'R407C'} ; T=T_2 ; P=P_2 ] \quad \text{hustota chladiva ve výtlaku}$$

$$\rho_{\text{kap1}} = \rho [ \text{'R407C'} ; T=T_3 ; P=P_3 ] \quad \text{hustota kapalinového chladiva}$$

$$v_{\text{sat1}} = v [ \text{'R407C'} ; T=T_1 ; P=P_1 ]$$

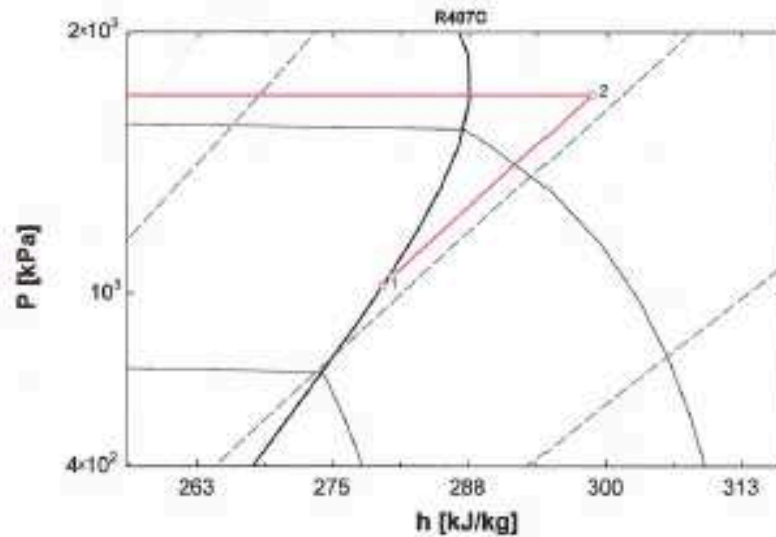
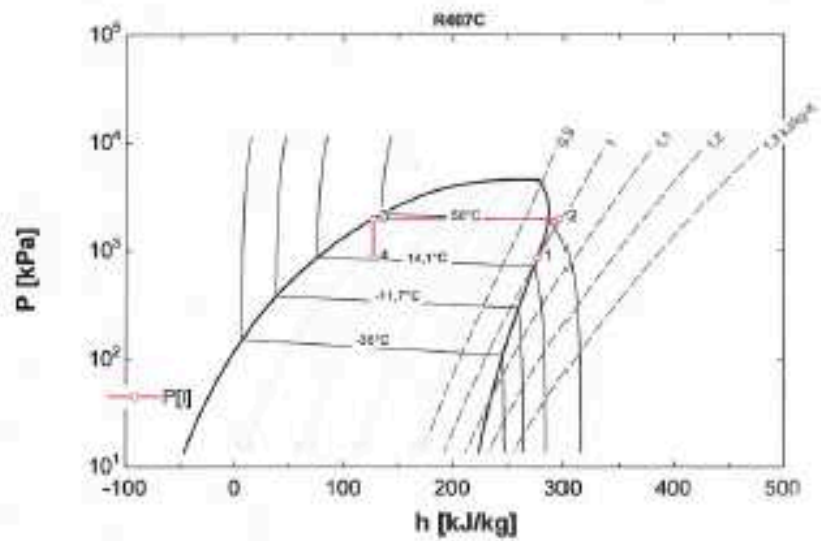
$$v_{\text{sat2}} = v [ \text{'R407C'} ; T=T_2 ; P=P_2 ]$$

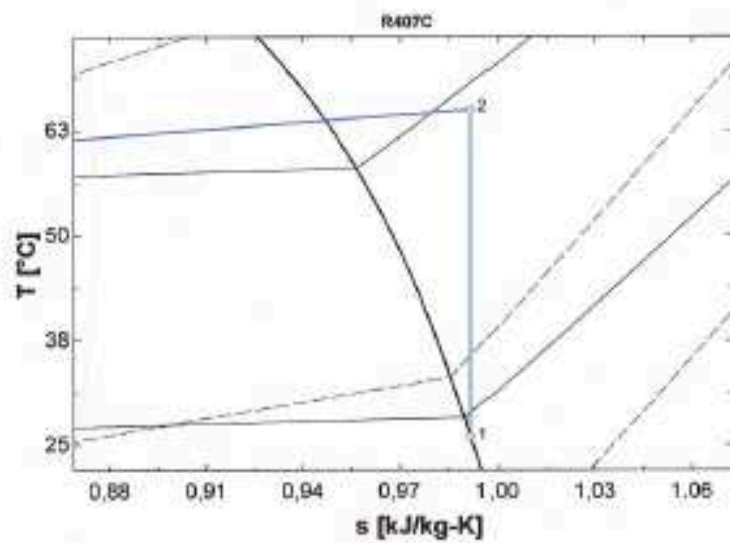
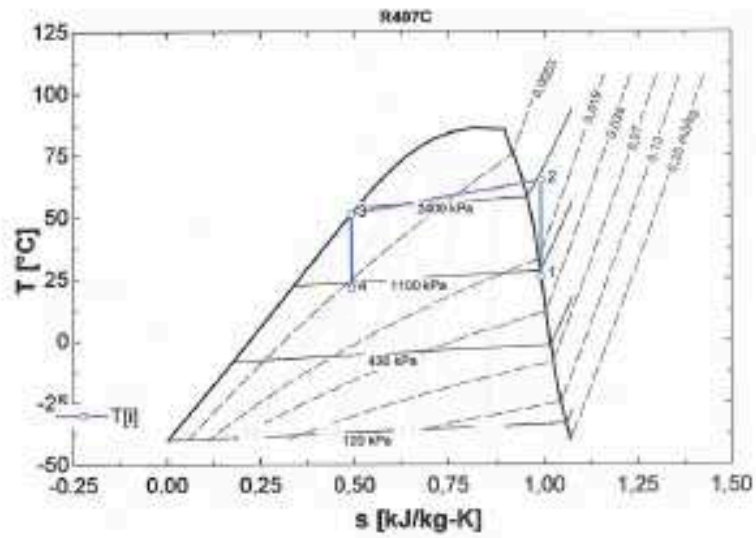
$$v_{\text{kap1}} = v [ \text{'R407C'} ; T=T_3 ; P=P_3 ]$$



Across Table: Main

	$h_1$	$P_1$	$s_1$	$T_1$
	[kJ/kg]	[kPa]	[kJ/kg·K]	[°C]
1	276.9	664.8	0.9969	20
2	297.5	2008	0.9969	60
3	126.8	2008	0.4633	46.07
4	126.8	664.8	0.4645	15.21





## Příloha č. 2: Technická data kompresoru



## Úvod

### Kompresory skrol Copeland

Výrobní program kompresorů skrol Copeland je výsledkem rozsáhlého úzkého a újole, který probíhá již od roku 1979. Výsledkem bylo uvedení do výroby moderních kompresorů typu skrol s motorovým (mezikulém) výkonem od 1 do 45 kW, které se u současnosti používají pro středotepelní rozsah uypařovací teploty okolo 0 °C, klimatizaci a tepelných čerpadel.

Dnes jsou kompresory skrol Copeland vyráběny u moderních výrobních závodů v Belgii, Severním Irsku, ve Spojených Státech, Itálii a Číně.

### Proč kompresory skrol ?

Výrobní zařízení a zvlášť kompresory typu skrol z řady jiných možností řešení zejména pro několik důvodů : velký objemová účinnost, nízká hmotnost, spolehlivost, jednoduché konstrukční řešení a vhodnost pro tepelná čerpadla.

### Proč kompresory skrol Copeland ?

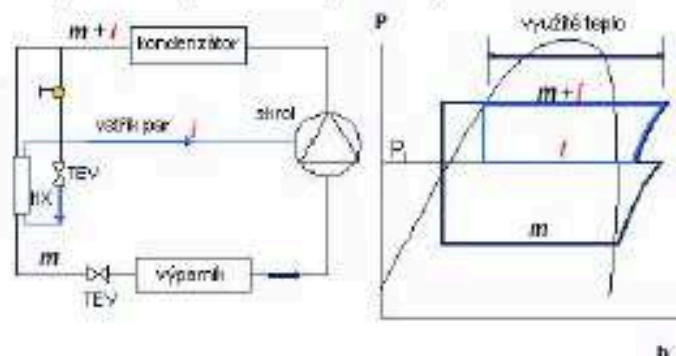
Uživatelé dávají přednost kompresorům skrol Copeland z řady příčin :

- je dlouhé řešení patrnou a spolehlivou Ene sor Climate Technologies, které zařízení kompresorů skrol uem i vzhledem k jejich nízké hmotnosti a životnosti mezi výrobky v této oblasti
- zkratka z výroby : ve světě je používáno více než 60 milionů kompresorů skrol
- pokrytí trhu : Ene sor Climate Technologies má deset výrobních závodů skrol v třech kontinentech, které už dlouho dodávají uem i vzhledem k pravidla pro zajištění kvality výrobků, kompresory tak mají po celém světě při výrobě jak pro výrobu tak i seris stejné uem i vzhledem k vysoké úrovně udržitelnosti
- podpora zákazníků : Ene sor Climate Technologies má svůj zastoupení obklopení i technická řešení v Evropě, ale iu dalších částech světa, bez ohledu na to, kde se zákazník vyskytne

### Kompresory skrol Copeland s nástřikem par

Pro dosažení širšího dovozu použití a snížení teploty par ve výstupu kompresorů jsou kompresory ZH pro tepelná čerpadla (jeze kW) vybaveny nástřikem par chladiče do mezprostoru pracovního rodu přístředím tak chladiče. Směšováním chladičů par vstřikovaných do korytků par stačování mezi rodu se kombinují tepelná úspora a snížení tak provozu širokým rozmezím uypařovací a kotle udržitelnosti.

Technologie kompresorů skrol EVI uvolňuje z jedinečného řešení kompresorů Copeland a využívá konstrukční řešení obvyklé u vysokotepelných kompresorů ZF. Princip činnosti je zobrazen na obrázku :



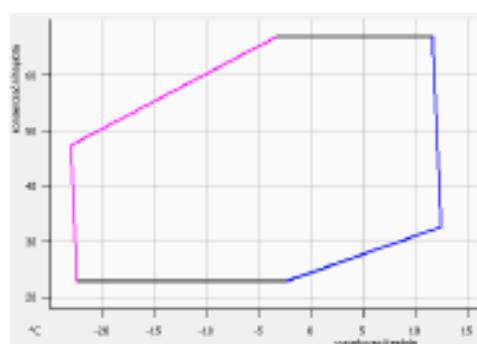
Podobně se kapalně chladiče  $\phi$  je odebráno za kondenzátorem do uyměnků tepla HX – dochází k tomu, do kterého je přes elektromagnetický ventil ustrkovaná a s tím je tak teplota kapalně chladiče před vstupem do výparníku. Vzhledem k tomu, že chladiče  $\phi$  jsou uvedeny do mezitakového prostoru kompresorů skrol, kde dochází k stačování páry. Zároveň s tím je možno využít i obklopení chladiče u kondenzátoru  $\phi + \phi$  a tím i dodané teplo. Oměň se zvýší i výkon kompresorů, takže celkový tepelný faktor uroste.

## Typové řady

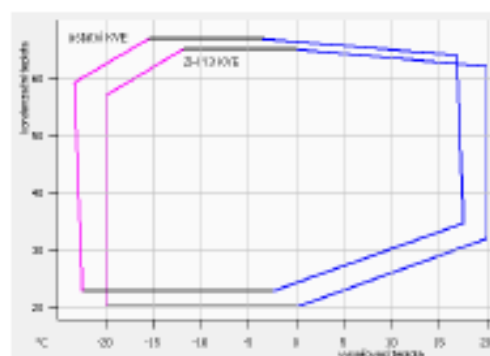
model	Technické údaje						Provedení motoru		Provedení kompresoru	
	výkon motoru	tepelný výkon	výkon motoru	tepelný výkon	tepelný výkon	tepelný výkon	2000-40-1-50	3000-40-1-50	příjemník	výkon motoru
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	2000-40-1-50	3000-40-1-50	příjemník	výkon motoru
Základní provedení										
ZH 15 KAC	1,5	4,3	5,9	1,5	2,8	2,8	PF J	FED	524	424
ZH 18 KAC	1,8	5,3	7,2	1,5	2,9	2,9				
ZH 21 KAC	2,0	6,5	8,0	1,5	3,0	2,7				
ZH 26 KAC	2,5	8,2	10,0	1,5	3,1	2,8				
ZH 30 KAC	2,9	9,4	11,7	1,5	4,1	3,0				
ZH 36 KAC	3,5	11,7	14,4	1,5	4,1	3,0	PF L	FED	524	524
ZH 45 KAC	4,1	14,0	17,1	1,5	4,4	4,0				
ZH 56 KAC	5,9	17,4	20,9	4,0	10,0	9,0				
ZH 75 KAC	7,1	24,5	29,0	4,0	10,0	9,0				
ZH 92 KAC	8,9	30,2	35,5	4,1	11,0	1,09				
ZH 11 KAC	10,3	36,3	42,3	4,1	11,9	1,12				
Kompresory a nosníky par – EVI										
ZH 08 KVE	2,0	7,3	3,0	1,5	9,9	9,0	PF L	FED	PF L	428
ZH 12 KVE	2,9	11,9	11,7	1,5	4,1	3,0				
ZH 18 KVE	4,1	16,9	17,1	1,5	4,4	4,1	PF L	FED	PF L	524
ZH 24 KVE	5,9	22,0	20,9	4,0	10,0	9,0				
ZH 30 KVE	7,1	30,2	29,0	4,0	10,0	9,0				
ZH 40 KVE	8,9	36,3	35,5	4,1	11,0	1,09				
ZH 45 KVE	10,3	44,2	42,3	4,1	11,9	1,12				

Pozn.: výkony jsou udávány při teplotě výparníku (výřez) -7°C, kondenzaci při 50°C, podtlaku nasávání 4 KPa, tlaků 12/14/16/18/20 K.

## Provozní rozsah



Kompresory ZH



Kompresory ZH KVE

## Úvod

### Způsob značení kompresorů

ZH		45	K	4	E	-	TFD	-	524
1	2	3	4	5	6	7	8		
1	Rozsah použití ZH – pro tepelná čerpadla								
2	Značení provedení D – digitální kompresor								
3	Jmenovitý výkon (BTU/h) při 60 Hz								
4	Násobek výkonu (K=1000; M=10 000)								
5	Kód verze kompresoru V – ZH skrols částíkem chladiča mezi rotory								
6	Druh maziva E – POE – ester								
7	Typ motoru								
8	Mechanické provedení kompresoru / dodávky								

### Celoroční vysoká účinnost

- kompresory typu skrols reproduci se zpětnou expanzí par chladiča ze škodlivého prostoru jako je to typické u pístových verzí kompresorů
- Težší a nasazené Copeland Scroll® patentované Copelandem umožňuje tužší kontakt rotorů při užších podmínkách díky odštědřeným stěnám. To si žije případně ve těsnosti mezi rotory a zvyšuje účinnost provozu.
- sklopčnost kompresorů pracovat při vysokých kondenzačních teplotách – např. +65°C poskytuje možnost využití kompresorů skrols systémech s průmělnou kondenzační teplotou zaustavení teplo okolí u přiběhu roků
- dynamický výkonový užití im krátký u výkonem přetěžování kompresorů zajišťuje dosažení výkonového taku bez zpětné expanze při vysokých kondenzačních teplotách a tím přispívá k zvýšení účinnosti kompresorů
- částík chladiča do prostoru mezi rotory u přiběhu stlačování par chladiča umožňuje jednodušší provoz kompresorů u širokém rozmezí tlaků a přibližně tak provozu účinnosti skrols ZH pístových kompresorů tedy Dicks zejména při vysokých uvažovaných teplotách

### Kompaktnost kompresorů

- malý zastavěný přídavý umožňuje konstruovat malá tepelná čerpadla
- kompaktnost kompresorů skrols je zhruba poloviční při srovnání s odpovídajícími pístovými (poloklema) typy

### Spolehlivost a robustnost

- účelný kompresory skrols jsou výrobem zkonstruováno jak při výkonu, tak i při výkonu s čím zdokonalováno robustnost a zejména spolehlivost a životnost. Zkuste si podmínky jako za rámců běžně používaných a výrobem doplněných provozních stavů.
- konstrukční řešení skrols Copeland ukazuje zvýšenou odolnost proti prouzu s mokřím (parami) chladiča a proti poškozování mazivem i nečistotami nasazením spolu s chladičem z oceli. Radiální a axiální pohyblivost rotorů jsou klauzím důvodem pro zvýšenou odolnost kompresorů Copeland proti nesprávným provozním stavům a zároveň zajišťují i také provozní vakyby a dlouhou životnost kompresorů.
- účelný kompresory Copeland používají ložiska s terčovými pouzky, která výrazně zvyšuje spolehlivost kompresorů. Tělo zabezpečuje krátkodobě i odpovídající teplotní podmínky u případně krátkodobého nedostatek maziva u běžnosti. Kompresory skrols Copeland také ukazují velmi malý únos maziva s chladičem do okolí u poruchových (jiných) typů kompresorů.
- kompresory skrols mají ve m malou konstrukční část, což rovněž zvyšuje jejich spolehlivost





# Standard - R407C

50Hz

Kompresor	kondenzační tepota °C	vypalovací tepota °C								
		-20	-15	-10	-5	0	5	10	12,5	15
EH 15 KAC	Q	40	3,2	3,3	4,5	5,3	6,3	7,5	3,3	3,2
		50	3,1	3,2	4,4	5,1	6	7	3,2	3,1
		60			4,3	4,3	5,2	6,6	7,6	
	P	40	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5	1,2
		50	1,4	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,4
		60			1,9	2	2	2,1	2,2	1,9
EH 19 KAC	Q	40	3,3	4,2	5,5	6,6	7,3	9,2	10,3	9,3
		50	3,3	4,6	5,4	6,3	7,4	8,7	10,1	9,3
		60			5,2	6	7	8,1	9,4	5,2
	P	40	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,8	1,8	1,5
		50	1,3	1,3	1,3	2	2,1	2,1	2,2	1,3
		60			2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,3
EH 21 KAC	Q	40	4,4	5,2	6,1	7,3	8,7	10,3	12,2	13,3
		50	4,4	5,1	6	7	8,2	9,7	11,4	12,4
		60			5,3	6,3	7,3	9,1	10,7	11,5
	P	40	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	2	2,1
		50	1,3	2	2,1	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4
		60			2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	2
EH 26 KAC	Q	40	5,6	6,6	7,3	9,3	11	13	15,2	17,3
		50	5,4	6,4	7,5	9,3	10,4	12,2	14,3	15,4
		60			7,2	8,4	9,3	11,5	13,3	14,4
	P	40	2	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5
		50	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3
		60			3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,7
EH 30 KAC	Q	40	6,4	7,6	9	10,7	12,7	15	17,7	19,2
		50	6,3	7,4	8,7	10,2	12	14,1	16,6	18
		60			8,5	9,3	11,5	13,3	15,5	16,1
	P	40	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,7	2,8
		50	2,3	2,3	3	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4
		60			3,7	3,8	3,9	4	4,1	4,2
EH 33 KAC RFD	Q	40	7,3	9,3	11,1	13,1	15,5	18,3	21,5	23,2
		50	7,6	9,1	10,7	12,6	14,3	17,4	20,3	21,3
		60			10,4	12,1	14,1	16,5	19,1	20,6
	P	40	2,3	2,3	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
		50	3,3	3,5	3,6	3,7	3,9	4	4,1	4,2
		60			4,4	4,5	4,7	4,8	5	5,1
EH 45 KAC RFD	Q	40	9,5	11,3	13,3	15,7	18,4	21,5	25,1	27,1
		50	9,2	10,3	12,3	15,1	17,6	20,5	23,3	25,6
		60			12,5	14,6	16,3	19,6	22,7	24,4
	P	40	3,4	3,5	3,5	3,6	3,8	3,9	4,1	4,2
		50	4	4,2	4,3	4,4	4,6	4,7	4,9	5
		60			5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3

Výkonlivky . G (kW) i tepný výkon  
P (kW) i chlazení

Pracovní podmínky .

plnění výsání 10 K  
podchlazení 5 K  
obv chlazení – rovný bod pro vypalovací  
tepota a bod výstupu pro kondenzační



## Standard - R407C

Kompressor	kondenzátor teplota	°C	vypalovací teplota °C							
			-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
ZH 50 KAE RND	O	40	11,3	14,1	18,7	19,3	23,4	27,8	32,9	
		50	11,2	13,4	15,9	18,3	22,1	25,9	30,9	
		80			15,1	17,3	20,3	24,4	28,4	
	P	40	4,2	4,4	4,7	4,9	5,2	5,5	5,8	
		50	4,3	5,1	5,4	5,7	5,9	6,3	6,8	
		80			6,2	6,5	6,9	7,3	7,8	
ZH 75 KAE RND	O	40	18,4	19,7	22,5	27,9	33,1	39,2	48,2	
		50	18,0	19,0	22,5	26,5	31,9	38,3	49,1	
		80			21,8	25,9	29,5	34,5	40,2	
	P	40	5,7	6,0	6,2	6,5	6,9	7,3	7,8	
		50	6,5	6,9	7,3	7,8	8,0	8,4	8,9	
		80			8,5	8,9	9,4	9,8	10,4	
ZH 92 KAE RND	O	40	20,8	24,5	29,1	34,9	40,9	47,2	55,1	
		50	19,3	23,4	27,7	32,5	38,1	44,8	51,9	
		80			26,2	30,7	35,9	41,3	48,8	
	P	40	6,9	7,4	7,8	8,2	8,5	8,9	9,3	
		50	7,9	8,5	9,0	9,5	10,0	10,4	10,9	
		80			10,4	11,0	11,6	12,2	12,7	
ZH 111 KAE RND	O	40	25,1	29,3	35,2	41,7	48,1	57,3	67,7	
		50	24,4	28,3	33,3	39,7	46,5	54,9	65,4	
		80			32,3	38,1	44,9	51,4	59,8	
	P	40	8,4	8,9	9,3	9,8	10,5	11,1	11,9	
		50	10,0	10,8	11,1	11,8	12,1	12,7	13,4	
		80			12,9	13,9	14,5	15,1	15,7	

Výsledinky : G (KWh) / kg při výkon  
1° (KWh) / g / h

Pracovní podmínky :

plechová skříň 110 K,  
podchlazení 15 K,  
střední chladivá – rovný bod pro vypalovací  
teplo a bod varu pro kondenzaci

Kompresor	kondenzát teplota °C	vypalovací teplota °C									
		-20	-15	-10	-5	0	5	10	12,5	15	
ZH 08 KVC	O	40	3,2	3,2	1,9	3,5	3,3	11,2	12,1	13,5	14,4
		50	3,9	3,2	1,2	3,9	3,8	11,0	12,5	13,9	14,2
		60	3,8	3,9	1,2	3,9	3,5	10,9	12,9	13,1	13,9
	P	40	1,1	1,3	1,9	2,1	2,2	2,9	2,4	2,5	2,5
		50	2,1	2,2	2,9	2,9	2,8	2,9	2,9	3,0	3,1
		60	2,1	2,3	2,9	3,0	3,2	3,9	3,5	3,6	3,1
ZH 12 KVC	O	40	3,1	3,4	10,9	12,8	14,4	18,4	13,8	13,9	21,0
		50	3,4	3,8	11,1	12,8	14,4	18,9	13,4	13,8	20,1
		60	3,9	10,0	11,9	12,1	14,4	18,2	13,2	13,9	20,4
	P	40	2,1	2,3	2,3	2,9	2,9	3,0	3,1	3,1	3,1
		50	3,2	3,9	3,4	3,5	3,5	3,8	3,1	3,3	3,3
		60	4,0	4,0	4,1	4,2	4,9	4,4	4,5	4,6	4,6
ZH 13 KVC FWD	O	40	11,3	13,8	15,1	13,0	20,8	23,5	23,9	23,1	30,1
		50	12,0	13,3	15,1	11,9	20,9	23,0	23,2	21,9	29,1
		60	12,9	13,9	15,8	11,8	19,3	22,9	23,2	23,3	23,5
	P	40	3,3	3,9	4,0	4,2	4,9	4,5	4,1	4,1	4,3
		50	4,5	4,1	4,3	5,0	5,2	5,9	5,5	5,6	5,1
		60	5,8	5,1	5,9	6,1	6,9	6,4	6,6	6,1	6,3
ZH 24 KVC FWD	O	40	14,5	11,2	20,0	23,2	28,8	30,4	34,1	31,0	33,5
		50	14,3	11,5	20,9	23,9	28,1	30,5	34,3	31,1	33,8
		60	15,8	13,1	20,3	23,1	21,0	30,8	34,3	31,0	33,4
	P	40	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,5	5,8	5,1	5,1
		50	5,8	5,9	6,1	6,4	6,1	6,9	1,1	1,2	1,2
		60	6,9	1,9	1,8	3,0	3,9	3,8	3,0	3,1	3,2
ZH 32 KVC FWD	O	40	20,4	23,1	21,1	32,8	33,5	45,4	50,5	53,0	62,3
		50	20,3	24,0	21,3	32,2	31,4	49,4	50,2	54,0	53,1
		60	21,2	24,4	23,1	32,1	33,1	41,3	41,8	50,3	54,2
	P	40	8,9	8,8	8,9	1,2	1,5	1,3	3,1	3,9	3,4
		50	1,8	1,9	3,9	3,1	3,0	3,4	3,1	3,9	10,1
		60	3,4	3,3	10,9	10,1	11,1	11,5	11,9	12,1	12,9
ZH 40 KVC FWD	O	40	24,9	23,1	34,1	40,2	45,5	50,1	55,1	53,0	60,9
		50	23,1	23,9	34,9	40,5	48,0	51,9	58,8	53,1	61,8
		60	24,5	30,0	35,5	41,1	48,1	52,1	51,5	60,2	62,3
	P	40	1,5	3,0	3,5	3,3	3,0	3,0	3,1	3,5	3,2
		50	3,2	3,3	10,9	10,3	11,2	11,4	11,5	11,5	11,4
		60	11,8	12,1	12,8	13,1	13,8	14,1	14,4	14,5	14,8
ZH 43 KVC FWD,2	O	40	23,3	34,4	40,8	41,2	54,5	61,9	63,3	13,9	13,1
		50	23,1	34,5	40,5	41,1	54,2	61,3	63,3	13,9	13,2
		60	23,9	35,0	40,1	41,1	54,1	61,1	63,1	13,9	13,2
	P	40	3,1	3,9	3,3	10,9	10,8	10,9	11,0	11,1	11,1
		50	10,2	10,9	11,8	12,2	12,1	12,2	12,5	12,1	12,3
		60	12,8	13,9	14,0	14,1	15,9	15,3	16,9	16,8	16,8

Výkonové

 G (kW) i tepný výkon  
(°C/kW) i pl. kam

Právní jednotky

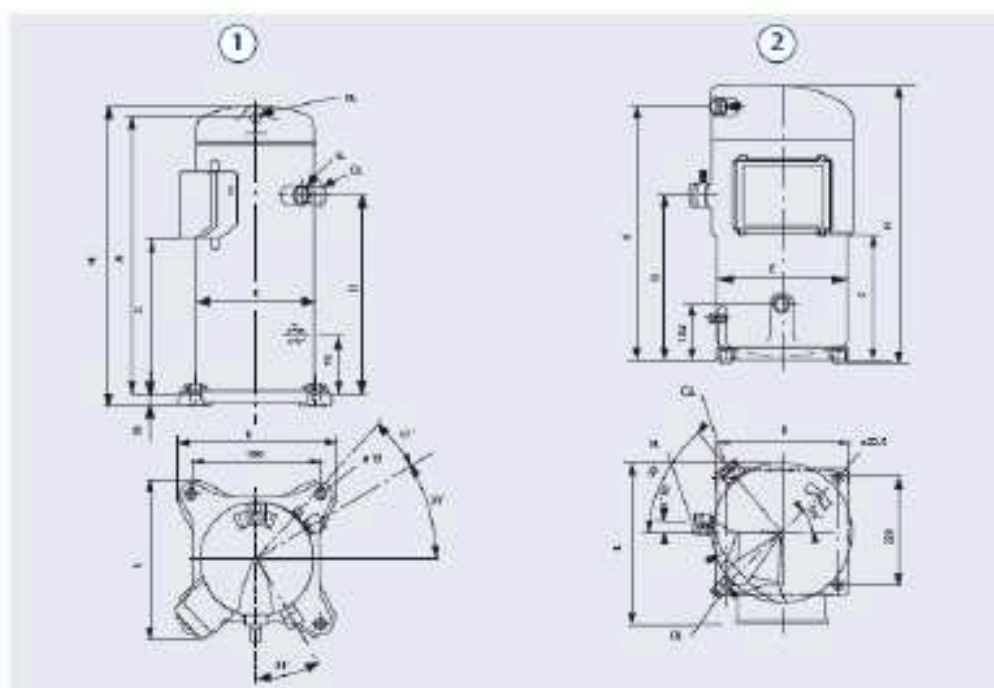
 přehledivý a srozumitelný  
stav chladiva – rovněž bod pro vypalovací  
teplotu a bod varu pro kondenzát

## Rozměry



19

## Rozměry



Základní řada

Zařízení 1800								
číslo typu	název	A	L x B	U	H	E	VL hrdlo vnitřní	UL hrdlo vnější
1	JH 15 KAC	353	242 x 242	245	384	188	1 1/4"	1 1/2"
	JH 19 KAC	381		285	388			
	JH 21 KAC	381		285	408			
	JH 28 KAC	375	247 x 241	273	412	135		
	JH 30 KAC	410		297	432			
	JH 33 KAC				457			
JH 45 KAC	410	241 x 241		457	232	1 3/4"	1 1/2"	
JH 58 KAC	497	257 x 221	313	503				
JH 75 KAC	497			523				
JH 92 KAC	505			545				
	JH 111 KAC	548	257 x 229	313	562		1 5/8"	1 1/2"

Kompressor: přiřazením parčíků

1	JH 09 KVE	355	242 x 242	285	408	188	1 1/2"	1 1/2"
	JH 12 KVE	410	244 x 241	310	432	135		
	JH 13 KVE	410		310	432	135		
2	JH 24 KVE	434	253 x 221	308	525	232	1 3/4"	1 1/2"
	JH 33 KVE	434			525			
	JH 40 KVE	491			562			
	JH 43 KVE	502	253 x 229		572		1 5/8"	1 1/2"

504Z

## Zahla dnf řada

Klasifikacija	nepovratni prenosni proizvod A				proizvod pri izdatkovnim računima A				odpor na vrt B			
	PFJ	PFZ	FED	FMD	PFJ	PFZ	FED	FMD	PFJ	PFZ	FED	FMD
EH 15 KAE	14,5		5,0		50		20		1,20		7,1	
EH 19 KAE	17,2		6,0		74		32		0,50 f		3,34	
EH 21 KAE	18,2		5,3		78		32		0,50 f		3,43	
EH 28 KAE	20,8		6,2		97		40		0,60 f		4,09	
EH 30 KAE	22,0		3,2		103		51		0,60		3,84	
EH 33 KAE			10,1				84				2,75	
EH 45 KAE			11,3				74				2,27	
EH 50 KAE				18,0				90				1,41
EH 75 KAE				21,0				127				1,02
EH 92 KAE				25,0				187				0,39
EH 11 KAE				32,0				193				0,75

Kompresor: i při fukávání par chladiva

[illegible]

### Příloha č. 3: Technická data výparníku a kondenzátoru



## CB14-CB77

### Pájené deskové výměníky tepla

#### Princip činnosti

Mědi pájené deskové výměníky tepla Alfa Laval jsou tvořeny souborem zvlněných desek vyrobených tlakováním z nerezového plechu. Desky jsou k sobě poskládány tak, aby mezi nimi vznikly kanály do kterých je vstupní otvor v rozích desek distribuována topící nebo chladící kapalina a to tak, aby každá deska byla obklopena jak primárním mědím z jedné strany tak sekundárním mědím z druhé strany. Jako těsnění je použita měděná pájka, která spojuje jednotlivé desky nejen po obvodu, ale i ve všech bytých místech sousedících desek a vytváří tak velmi kompaktní jednotku.

#### Štandardní kompatibility

Svazek desek je chráněn krycími deskami. Připojení se nachází na přední (třmové) desce, případně na zadní (přítlakové) desce. Ztlnění desek zaručuje vysoký přestup tepla a zároveň vysokou tuhost desek.

#### Štandardní materiály

Krycí desky	Kanálové desky
Nerezová ocel AISI 316	Nerezová ocel AISI 316
Připojení	Materiál pájky
Nerezová ocel AISI 316	Měď



Výhody pájených výměníků tepla při použití v průmyslu, ohlasy na ně, vytvářejí a klima řízení. Pájené deskové výměníky tepla Alfa Laval mají v porovnání s jinými tradičními typy výměníků tepla používajícími v průmyslu, chlazení, vytápění a klimatizaci několik výhod:

- vysoká účinnost přestupu tepla i při nízkém středním logaritmickém teplotním spádu (LMTD)
- vysoká kompaktnost zaručuje jejich snadnou instalaci i v místech s omezeným prostorem
- pájka plní funkci těsnění ve srovnání s těsněním u rozebíratelných výměníků odolává vysokým teplotám (až 225 °C) a vysokým tlakům (až 40 bar)
- sídliště distribuční síť společnosti Alfa Laval zaručuje dostupný servis, krátké dodací lhůty a dodávky výměníků tepla Alfa Laval po celém světě.

Údaje nezbytné k přípravě návrhu na bídce. Pro vypracování nabídky zřetuposem firmy Alfa Laval je nezbytné v poplávce zadat minimálně pět údajů z následujících možností:

- požadovaný průtok na teplé straně
- požadovaný průtok na studené straně
- přenosový výkon
- vstupní teplota na teplé straně
- vstupní teplota na studené straně
- výstupní teplota na teplé straně
- výstupní teplota na studené straně.

Zadání je nutné doplnit o maximální možnou tlakovou ztrátu na výměníku! Tlaková ztráta významně ovlivňuje velikost výměníku.

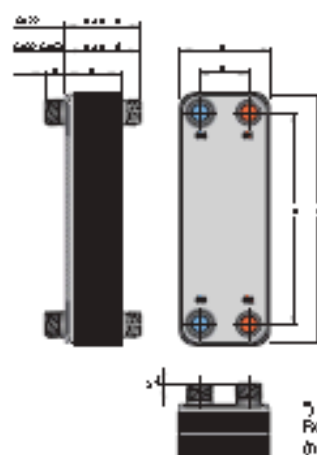
# Standardní technické údaje

Typ výměník	CE14e	CE14	CE20	CE27	CE28	CE7H	CE7T
Max. provozní teplota **)	225 °C	225 °C	225 °C	225 °C	225 °C	225 °C	225 °C
Min. provozní tlak **)	Vákuum	Vákuum	Vákuum	Vákuum	Vákuum	Vákuum	Vákuum
Max. provozní tlak, SS304/316L	0,50 bar	0,50 bar	16/16 bar	30/30 bar	30/30 bar	A, E, H 30/30 bar L, M 25/25 bar	25/16 bar
Objem na kanál, v litrech	0,02/0,02	0,02/0,02	0,028/0,028	0,05/0,05	0,095/0,095	E 0,18/0,18 A 0,18/0,25 H, L, M 0,25/0,25	0,25/0,25
Max. průtok, SS304/316L **)	1,6/3,6 m³/h	3,6 m³/h	3,1/12,7 m³/h	3,1/12,7 m³/h	39 m³/h	39 m³/h	39/63 m³/h
Standardní počet dřívek H, L, M	14	14/20, 30/40	12, 18, 24, 30, 40/50, 60, 80, 90, 110	10, 18, 24, 34/50, 70, 100, 120	10, 20, ..., 60, 80, 100	20, 30, ..., 140, 160	20, 30, ..., 140, 150

\*) Voda při 15 m/s (přípojná rychlost v připojení dřívek)

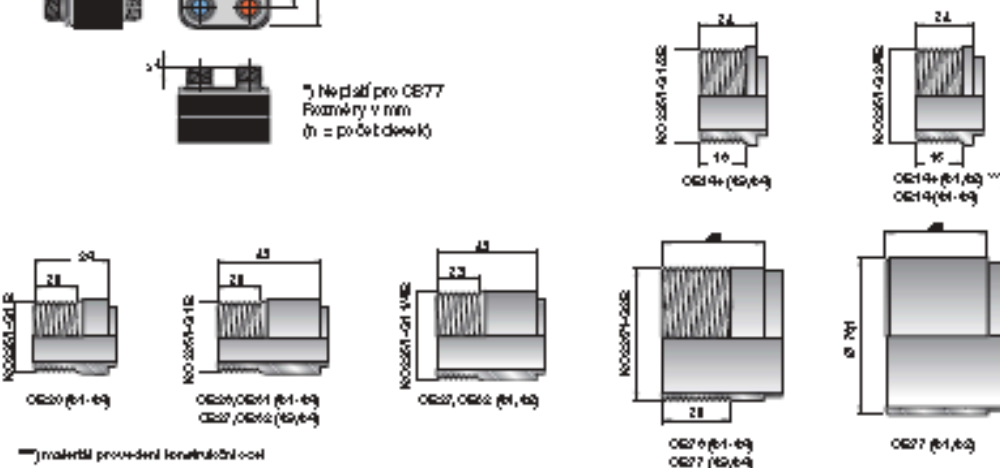
\*\*) Schváleno podle evropské směrnice pro tlakové nádoby PED (CE-certifikát)

# Standardní rozměry



Typ výměníku	a	b	c	d	e	f	Hmotnost kg
CE14e	172	42	208	78	24	$3 + n \times 2,95$	$0,7 + n \times 0,06$
CE14	172	42	208	78	24	$3 + n \times 2,95$	$0,7 + n \times 0,06$
CE20	270	48	324	94	24	$9 + n \times 1,5$	$0,9 + n \times 0,08$
CE27	250	50	310	112	46	$10 + n \times 2,40$	$1,2 + n \times 0,13$
CE28	408	50	526	112	46	$10 + n \times 2,40$	$1,3 + n \times 0,23$
CE7H	510	92	618	191	48	A: $10 + n \times 2,5$ E: $10 + n \times 2,2$ H, L, M: $10 + n \times 2,95$	$7,0 + n \times 0,44$
CE7T	510	92	618	191	48	$10 + n \times 2,95$	$7,0 + n \times 0,44$

\*) Nepřítal pro CE7T  
Rozměry v mm  
(n = počet dřívek)



\*) materiál provedení korozivzdorný

FD CE14-77/01/05-10\_cz

Alla Laval ei vastustab eelneva teabele vastavalt etteantud teavet.

Alla Laval Central Europe+  
Alla Laval spol. s r.o.  
Ustředí dovozu a distribuce, 120 00 Praha 2, Czech Republic  
Tel: +420 224 710 700  
Fax: +420 224 710 705  
cz@central.laval.info@allalaval.com www.allalaval.com

Alla Laval Central Europe+  
Alla Laval Nízká, s.r.o.  
Fakultní 152/II, 221 54 Bratřův, Nová Paka  
Tel: +421 2 444 550 22  
Fax: +421 2 444 550 17  
sk@allalaval.info@allalaval.com www.allalaval.com

## Série FF FILTRDEHYDRÁTOR

KATALOGOVÝ LIST



### Typické aplikace

Filtrdehydrátory série FF se používají pro odstraňování mechanických nečistot a odšťavňování uhlovodíků z kapalných chladiv.

Umísťují se do kapalinového pohybu křemíkových, chladících a mrazících systémů.

### Materiály

Tělo	ocel
Vnitřní šábl	ocel
Dehydrátant a filtrační média	molekulární síťo, aktivní hlín
Připojení	přilep: měď, poměrně ocel nebo poniklovaná ocel šroubové: poniklovaná ocel

### Hlavní rysy

- Filtrdehydrátor do kapalinového pohybu
- 24 molekulární síťo, malá tlaková ztráta
- Veliká dehydratační kapacita
- Hermetická konstrukce
- Připojení šroubové připojení:
  - FF...MMB: připojení připojení v mm
  - FF...B: připojení připojení v palcích
  - FF...: šroubové připojení
- Chladiva: všechny CFC, HCFC, HFC, ne pro R600a.

### Technické parametry

Nominální výkon	tab. ul. str. 2
Adaptace vody	tab. ul. str. 3
Max. pracovní tlak PB	43 bar 40 bar (pro FF +10) 11 bar při t < -20 °C
Max. skutečný tlak PF	61,5 bar 57,2 bar (pro FF +10) 15,7 bar při t < -20 °C
Max. provozní teplota	80 °C
Min. provozní teplota	-40 °C

### Montážní postup

- Věnování lze možno umístit do libovolné polohy kapalinového pohybu, u libovolné polohy.
- Dodržte průtok ve směru šipky!
- Při připojení nesmíte být zahřívání na teplotu vyšší než 160 °C.
- Jakékoli opravy filtrdehydrátorů nejsou dovoleny.



## Výkony, rozměry a hmotnosti

Ritideh, drátory pro připojení pájením

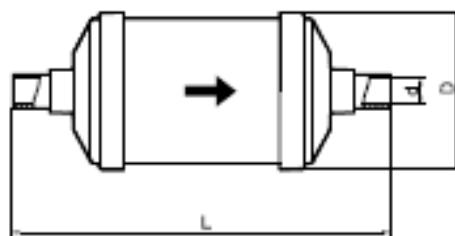
Typ	Nominální chladič výkon (kW)*					Připojení ODF (Ø)	Rozměry			Hmotnost (kg)
	R134a	R22	R404A R607A	R407C	R410A		D (mm)	L (mm)	W <sub>r</sub> (dm <sup>2</sup> )	
FF 032MIS	9,8	10,7	7,0	10,1	10,6	6mm	52	98,5	0,1	0,26
FF 032S	9,8	10,7	7,0	10,1	10,6	1/4"	52	98,5	0,1	0,26
FF 052MIS	9,6	10,5	6,8	9,9	10,4	6mm	52	111,5	0,1	0,296
FF 052S	9,6	10,5	6,8	9,9	10,4	1/4"	52	111,5	0,1	0,296
FF 053MIS	23,3	25,4	16,6	23,9	25,0	10mm	52	111,5	0,1	0,325
FF 053S	23,3	25,4	16,6	23,9	25,0	3/8"	52	111,5	0,1	0,325
FF 082MIS	9,1	9,9	6,5	9,3	9,7	6mm	52	139,5	0,2	0,37
FF 082S	9,1	9,9	6,5	9,3	9,7	1/4"	52	139,5	0,2	0,37
FF 083MIS	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	10mm	52	139,5	0,2	0,405
FF 083S	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	3/8"	52	139,5	0,2	0,405
FF 084MIS	30,2	33,0	21,6	31,1	32,6	12mm	52	139,5	0,2	0,456
FF 084S	30,2	33,0	21,6	31,1	32,6	1/2"	52	139,5	0,2	0,456
FF 152MIS	8,8	9,6	6,2	9,0	9,4	6mm	74	199	0,4	0,825
FF 152S	8,8	9,6	6,2	9,0	9,4	1/4"	74	199	0,4	0,825
FF 153MIS	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	10mm	74	199	0,4	0,875
FF 153S	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	3/8"	74	199	0,4	0,875
FF 154MIS	33,6	36,6	23,9	34,5	36,1	12mm	74	199	0,4	0,93
FF 154S	33,6	36,6	23,9	34,5	36,1	1/2"	74	199	0,4	0,93
FF 165S	47,8	52,1	34,0	49,1	51,4	16mm - 5/8"	74	163	0,4	0,96
FF 303MIS	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	10mm	74	235,5	0,6	1,305
FF 303S	22,7	24,8	16,1	23,3	24,4	3/8"	74	235,5	0,6	1,305
FF 304MIS	33,6	36,6	23,9	34,5	36,1	12mm	74	235,5	0,7	1,36
FF 304S	33,6	36,6	23,9	34,5	36,1	1/2"	74	235,5	0,7	1,36
FF 305S	47,8	52,1	34,0	49,1	51,4	16mm - 5/8"	74	235,5	0,7	1,41
FF 307S**	64,7	70,6	46,0	66,5	69,7	22mm - 7/8"	74	259,5	0,6	1,46
FF 414MIS	38,8	42,4	27,6	39,9	41,8	12mm	93	232,5	1,1	2,036
FF 414S	38,8	42,4	27,6	39,9	41,8	1/2"	93	232,5	1,1	2,036
FF 415S	60,5	66,0	43,0	62,2	65,1	16mm - 5/8"	93	245,5	1,1	2,105
FF 417S**	84,1	91,7	59,8	86,4	90,5	22mm - 7/8"	93	278,5	1,2	2,110

Ritideh, drátory pro připojení šroubením

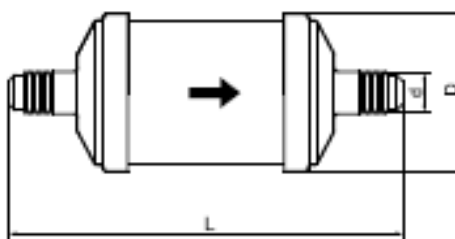
Typ	Nominální chladič výkon (kW)*					Připojení UNF (Ø)	Rozměry			Hmotnost (kg)
	R134a	R22	R404A R607A	R407C	R410A		D (mm)	L (mm)	W <sub>r</sub> (dm <sup>2</sup> )	
FF 032	5,7	6,3	4,1	5,9	6,2	7/16"	52	108,5	0,1	0,26
FF 052	5,6	6,1	4,0	5,8	6,1	7/16"	52	121,5	0,1	0,296
FF 053	18,6	20,3	13,3	19,2	20,1	5/8"	52	127,5	0,1	0,325
FF 082	5,3	5,8	3,8	5,5	5,8	7/16"	52	149,5	0,2	0,37
FF 083	18,1	19,8	12,9	18,7	19,6	5/8"	52	155,5	0,2	0,405
FF 084	28,7	31,4	20,4	29,5	30,9	3/4"	52	159,5	0,2	0,456
FF 152	5,2	5,7	3,7	5,3	5,6	7/16"	74	169	0,4	0,825
FF 153	17,7	19,3	12,6	18,2	19,1	5/8"	74	175	0,4	0,875
FF 154	31,1	33,9	22,1	32,0	33,5	3/4"	74	179,5	0,4	0,93
FF 165	44,4	48,4	31,6	45,6	47,8	7/8"	74	183,5	0,4	0,96
FF 303	17,7	19,3	12,6	18,2	19,1	5/8"	74	251,5	0,6	1,305
FF 304	31,1	33,9	22,1	32,0	33,5	3/4"	74	255,5	0,7	1,36
FF 305	44,4	48,4	31,6	45,6	47,8	7/8"	74	259,5	0,7	1,41
FF 414	35,3	39,7	25,9	37,4	39,2	3/4"	93	252,5	1,1	2,036
FF 415	55,6	61,8	40,3	58,2	61,0	7/8"	93	265,5	1,1	2,105

\* Jmenovitě účinky jsou u teploty na t<sub>h</sub> = -15 °C, t<sub>c</sub> = +30 °C a tlakovou ztrátu Δp = 0,07 bar.

\*\* Připojení z poniklované oceli



Rifný s pažbicím připojením



Rifný se šroubovým připojením

## Poměr adsorpce vody

Poměr adsorpce vody (g)

Chladivo		R134a		R22		R404A, R507A		R407C		R410A	
Konečná vlhkost		60 ppm		80 ppm		60 ppm		60 ppm		60 ppm	
Teplota kapaliny		24 °C	62 °C	24 °C	62 °C	24 °C	62 °C	24 °C	62 °C	24 °C	62 °C
Typ	030	4.0	3.7	3.9	3.6	4.3	4.0	3.6	3.1	2.5	2.3
	050	7.8	7.2	7.5	6.9	8.3	7.7	7.0	5.9	4.8	4.4
	080	12.6	11.6	12.1	11.1	13.4	12.4	11.2	9.6	7.7	7.0
	160	25.1	23.2	24.1	22.2	26.7	24.8	22.4	19.1	15.3	14.1
	300	48.5	44.8	46.7	42.9	51.7	47.9	43.2	37.0	29.7	27.2
	+10	67.2	62.0	64.6	59.4	71.6	66.4	59.9	51.2	41.0	37.7

xxx

# SÉRIE FF

## Typ / Objednávací číslo

	FF	1G	+	MMB
Série				
Velikost filtru				
Velikost (připojení) 1/2"				
Typ připojení: ( ) = šroubové připojení S = pájecí, pájecí MMB = pájecí, metrické				

**Honeywell**

Honeywell spol. s r.o.  
Environmental Controls  
V Parku Z32918  
14800 Praha 4  
Telefon: (+420) 242 442 243/2214  
Fax: (+420) 242 442 282  
E-Mail: [cooling.cz@honeywell.com](mailto:cooling.cz@honeywell.com)  
[www.honeywell-cooling.com](http://www.honeywell-cooling.com)

Manufactured for and on behalf of the  
Environmental and Combustion Controls  
Division of Honeywell Technologies Sàrl,  
1180 Rolle, Z. A. La Pléce 16, Switzerland  
by its authorized representative Honeywell GmbH

COH-1 220 GCE2 R0010

4

Technická změny vyhrazeny © Honeywell 2010



CAREL

E²V

### Proporcionální elektronický expanzní ventil

Elektronický expanzní ventil E²V fy CAREL s proporcionální modulací a vynikajícími technickými a funkčními charakteristikami umožňuje účinnější řízení chladících a klimatizačních jednotek s významnou úsporou energie. Průtok chladiva je modulovaný s širokým provozním rozsahem, tryskou spojenou s otvorem torpédového tvaru, s délkou více než 15 mm.

Vlnití mechanismus je umístěn na kalibrované pružině s kuličkovými ložisky. Tato vlastnost zaručuje stabilní a spolehlivou regulaci, snižující riziko poruch.

E²V je celý vyroben pomocí laserových svařovacích technik a z vysoce kvalitních materiálů (AISI 316L) a také technopolymerů.

Fy Carel věnovala zvláštní pozornost nejmenším detailům designu E²V k zajištění velmi vysoké spolehlivosti pro proud do 30 barů diferenčního tlaku a do 42 barů absolutního tlaku.

Ostatní vlastnosti zahrnují úplný posuvný pohyb kuželky do těsnícího kroužku v uzavřené pozici.

Při instalaci pouze jednoho expanzního ventilu se nemusí používat zpětný ventil, čímž se stává chladicí okruh mnohem jednodušší.

Technology & Evolution



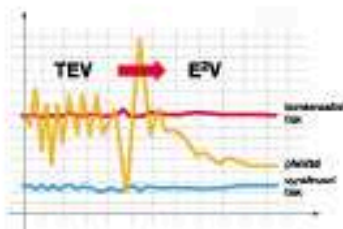
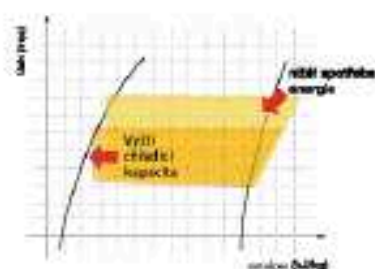
## Nová úroveň nejmodernějších technologií

### Úspora energie

Široký rozsah provozu při různých diferenčních tlacích a přesnost m ořňuje významnou úsporu energie. Použití technologie E<sup>2</sup>V zaručuje úspory, které se převádějí do velmi rychlého návratu investice.

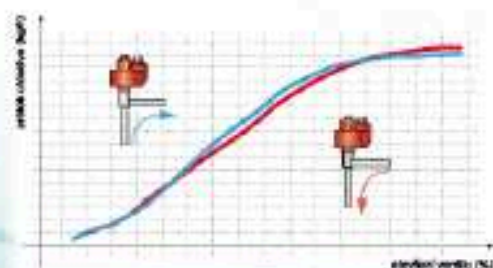
Kromě toho bylo prokázáno, že v konvenčních chladicích jednotkách a klimatizacích komunikačních center může být dosaženo snížení spotřeby a to použitím E<sup>2</sup>V společně s ovládním proměnlivého kondenzačního tlaku od 15% do 20% ročně, maximálně až 30%.

Podobných výsledků může být dosaženo ve všech aplikacích chlazení a klimatizace, které jsou v provozu celoročně.



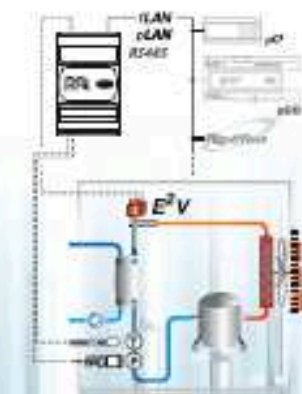
### Přesné řízení

E<sup>2</sup>V dominuje svou kvalitou řízení a svou funkcí rychle dosáhnout a udržet provozní stabilitu jednotky. Další aspekt ho činí ideálním pro přesnou klimatizaci, telekomunikace (přístřešky) a průmyslové chladicí aplikace. Kromě úspor energie zaručuje E<sup>2</sup>V také zvýšení výkonu a stabilitu jednotky.



### Široký rozsah provozu

Ekviprocentní charakteristika průtoku chladiva při postupném otevírání E<sup>2</sup>V v obou směrech zajišťuje přesné řízení ve všech aplikacích i při názkých průtocích.



### Obousměrný průtok

Ventily E<sup>2</sup>V udržují své vlastnosti průtoku a tudíž i svou přesnost v obou směrech provozu, a stávají se tak náhradou za provoz dvou tradičních expanzních ventilů u tepelných čerpadel s reverzním cyklem.

V obou směrech je kapacita chlazení stejná a totéž platí pro linearitu průtoku.



## expanze pro všechny typy chladicích aplikací

### Řídicí systémy

CAREL nabízí řadu řešení pro řízení elektronického expanzního ventilu E<sup>2</sup>V. Provoz E<sup>2</sup>V je založen na řízení přetlaku chladiva spolu s některými i dodatečnými řídicími funkcemi (MOP, LOP). Pro výpočet těchto hodnot musí být instalováno na výstupu z výparníku čidlo tlaku a teploty.

Expanze chladiva je řízena kontrolním algoritmem CAREL, který v reálném čase počítá ideální polohu pohybujícího se prvku a následně používá pohon se zabudovaným krokovým motorem k přesunu do vypočítané pozice.

Čtení čidel, kontrolní algoritmus a poloovací pohon může být ovládán integrovaným zařízením nebo samostatnými moduly. V prvním případě jsou zařízení integrována do hlavního regulátoru (například MasterCase se zabudovaným EEV driverem). Ve druhém případě mohou být samostatné moduly EV D400 řízeny programovatelným regulátorem (pCO), parametrizovatelným regulátorem ( $\mu C^2$ ), nebo jednoduše digitálním vstupem vzájemně z jakéhokoli parametrizovatelného regulátoru CAREL nebo jiného výrobce. Když jsou použity programovatelné regulátory, umožňuje systém EasyTools upravit řídicí algoritmus pro přizpůsobení provozu specifickým potřebám instalace (funkce „pump down“, odhlášení na

základě požadavků). Na druhou stranu funkce poskytované parametrizovatelnými regulátory reprezentují kompletní řešení pro potřeby standardních systémů.

Dozor: Monitorování hodnoty přetlaku chladiva a následně stupně otevření E<sup>2</sup>V a hodnoty ostatních parametrů z dohládkového systému (lokálního nebo vzdáleného) může být realizována preventivní údržba a účinná správa alarmů.



# E<sup>2</sup>V

## Technická specifikace

<b>E<sup>2</sup>V</b>	
Kompabilita	R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R744, R507A
Max. provozní tlak (MOP)	do 42 barů
Max. provozní tlak P(MOP)	35 barů
PED	N/A: Gr. 1, art. 3, par. 3
Teplota chlazení	40 + 65 °C
Okolní teplota	-30 + 50 °C

Stator E<sup>2</sup>V - Dvou pólový, nákonapětový stator  
(2 fáze - 24 pólová party)

Průřez fáze	450 mm
Buďící kmitočet	100 Hz ± 10
Odpornost (25 °C / 77 °F)	36 Ω ± 10%
Druh krytí	IP65 s konektorem EZVCON* IP67 s kabelem EZVCONB*
Krok	15°
Úhelní posuv/krok	0,03 mm
Připojení	4 dráty (NMG 18/22)
Průměr kroku	480

## Kódy

Gda součástek nyní dostupných pro E<sup>2</sup>V jsou uvedeny níže.  
V případě jiných požadavků nebo dalších informací kontaktujte, prosím,  
CAREL (e-mail: [www.technical@carel.com](mailto:www.technical@carel.com)).

<b>Kódy ventilů</b>	
EZV* B5000	Bez připojení, 10 mm ocelová potrubí
EZV* B5F00	Měděná připojení 12 mm – 12 mm ODF
EZV* B5M00	Měděná připojení 16 mm – 16 mm ODF
EZV* B5B00	Mosazná šroubová 3/8" – 1/2" SAE

Balení ventilů neobsahuje konektor

<b>Kódy viditelných/měrných součástek</b>	
EZVCON0000	Sada 5 kabelových konektorů IP65
EZVCON0600	Profilovaný kabelový konektor, 3,0 m IP67
EZVCON0800	Profilovaný kabelový konektor, 6,0 m IP67
EZVSTA0000	Náhradní stator pro E <sup>2</sup> V*

## E<sup>2</sup>V - kapacita chlazení (1)

Klimatizování - Kondenzace = 38°C Odpařování = 4,4°C

	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	R507A
EZV08	2,6	2,0	1,8	2,1	2,6	1,8
EZV11	4,5	3,5	3,3	5,4	4,7	3,2
EZV14	6,9	5,2	5,0	8,2	7,1	4,9
EZV18	9,9	7,6	7,1	11,8	10,1	6,9
EZV24	19,6	15,1	14,1	23,6	20,2	13,8
EZV36	29,5	20,2	20,4	47,5	40,6	27,7

Podchlazení 5°C

NT chlazení - Kondenzace = 40°C Odpařování = -15°C

	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	R507A
EZV08	2,9	2,2	2,1	2,6	3,0	2,0
EZV11	5,2	3,9	3,7	6,4	5,3	3,6
EZV14	8,0	6,0	5,7	9,8	8,0	5,5
EZV18	11,4	8,5	8,0	13,9	11,5	7,8
EZV24	22,6	16,9	16,0	27,6	22,9	15,6
EZV36	45,5	34,0	32,2	55,6	46,2	31,5

Podchlazení 5°C

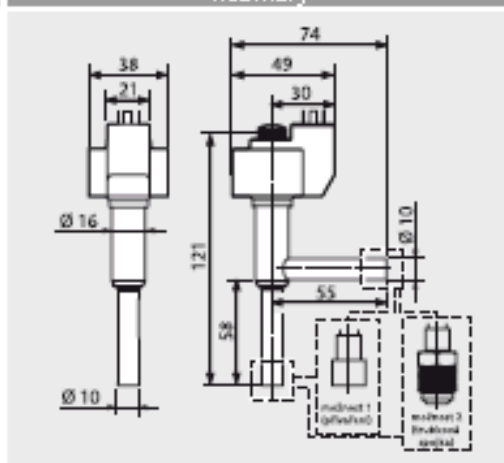
IT chlazení - Kondenzace = 40°C Odpařování = -40°C

	R22	R134a	R404A	R410A	R407C	R507A
EZV08	3,0	2,1	2,0	2,6	2,9	1,9
EZV11	5,3	3,8	3,5	6,4	5,2	3,4
EZV14	8,1	5,8	5,4	9,9	8,0	5,2
EZV18	11,5	8,2	7,6	14,0	11,2	7,4
EZV24	23,0	16,3	15,2	27,9	22,6	14,8
EZV36	46,2	32,9	30,5	56,2	45,5	29,8

Podchlazení 5°C

(1) Výměškový polder tlaku na kondenzátoru 0,5 barů, polder tlaku na výparníku 0,5 barů

## Rozměry



CAREL a výkresy práva na svou vlastnost svých produktů bez předchozího varování.

© CAREL S.p.A. 2006 Všechna práva vyhrazena. R2 d 028/02080201 - ver. 1.4 - 8/006.2007

# CAREL

CAREL spol. s r.o.  
Pražská 298, 250 01 Brandýs nad Labem  
Tel: +420 326 577 729 Fax: +420 326 577 750  
<http://www.carel.cz> - [carel@carel.cz](mailto:carel@carel.cz)